

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD POSLIJEDIPLOMSKOG SPECIJALISTIČKOG STUDIJA

**STRUKTURNA ANALIZA KUĆIŠTA
KOLOTURA PODIZNOG STUPA NA
JARUŽARU**

Pristupnik:

Filip Rožić, dipl. ing. strojarstva

Zagreb, 2013.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD POSLIJEDIPLOMSKOG SPECIJALISTIČKOG STUDIJA

**STRUKTURNA ANALIZA KUĆIŠTA
KOLOTURA PODIZNOG STUPA NA
JARUŽARU**

Voditelj završnog rada:

Dr. sc. Smiljko Rudan, izvanredni profesor

Pristupnik:

Filip Rožić, dipl. ing. strojarstva

Zagreb, 2013.

PODACI ZA BIBLIOGRAFSKU KARTICU

UDK: 629.563.42:62-58:519.6

Ključne riječi: Strukturna analiza, izvijanje, optimizacija, podmodeliranje, koncentracija naprezanja, žarišna naprezanja, zamor materijala, S-N krivulje, linearna statička analiza, nelinearna statička analiza.

Keywords: Structural analysis, buckling, design optimization, submodeling, stress concentration, hot spot stress, fatigue, S-N curves, linear static analysis, nonlinear static analysis.

Znanstveno područje: TEHNIČKE ZNANOSTI

Znanstveno polje: Strojarsvo

Institucija u kojoj je rad izrađen: Fakultet strojarstva i brodogradnje u Zagrebu

Mentor rada: **Dr. sc. Smiljko Rudan, izvanredni profesor**

Broj stranica: 127

Broj slika: 105

Broj tablica: 23

Broj korištenih bibliografskih jedinica: 37

Datum obrane:

Povjerenstvo:

Dr. sc. Kalman Žiha, redoviti profesor, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb

Dr. sc. Smiljko Rudan, izvanredni prof., Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb

Dr. sc. Albert Zamarin, izvanredni prof., Tehnički fakultet, Rijeka

Dr. sc. Ivica Skozrit, viši asistent, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb

Dr. sc. Joško Parunov, redoviti profesor, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb

Institucija u kojoj je rad pohranjen: Fakultet strojarstva i brodogradnje, Sveučilište u Zagrebu.



Zagreb, 21. veljače. 2013.

Zadatak za završni rad

Kandidat: **Filip Rožić, dipl.ing. strojarstva**

Naslov zadatka: **STRUKTURNA ANALIZA KUĆIŠTA KOLOTURA PODIZNOG STUPA NA JARUŽARU**

Sadržaj zadatka:

Bezpropelerni jaružar je brod koji se koristi za iskopavanje sedimenata morskog dna i prenošenje istih na drugu lokaciju, kopanje podmorskih kanala i slične aktivnosti. Uz ostalo, opremljen je s tri noseća stupa pomoću kojih se brod premješta u koracima podizanjem i spuštanjem čitave konstrukcije. Spuštanje i podizanje dva pramčana stupa obavlja se sustavom kolotura i užeta. Kućište kolotura izloženo je značajnim opterećenjima i predstavlja kritičan detalj brodske konstrukcije.

U radu je potrebno:

1. Generirati model kućišta kolotura i provesti statički proračun čvrstoće metodom konačnih elemenata. Pri tome koristiti programski paket Femap/Nastran. Analizirati rezultate i predložiti moguća poboljšanja konstrukcije.
2. Analizirati mogućnost smanjenja težine konstrukcije variranjem debljina limova.
3. Detaljno analizirati koncentraciju naprezanja u kritičnim strukturnim detaljima tehnikom podmodeliranja. Opisati postupke određivanja faktora koncentracije naprezanja prema dostupnoj literaturi s naglaskom na pravila klasifikacijskog društva Det Norske Veritas.
4. Analizirati cikluse opterećenja konstrukcije i provesti analizu zamora materijala metodom S-N krivulja.
5. Provesti nelinearnu elasto-plastičnu analizu čvrstoće konstrukcije prilikom ekstremnih opterećenja, koristeći metodu konačnih elemenata i programski paket LS-Dyna.

Zadatak zadan: 19.03.2013.

Rad predan:

Mentor:

Dr.sc. Smiljko Rudan
doc.

Predsjednik Odbora za
poslijediplomski studij:

Dr.sc. Dubravko Majetić
red.prof.

Voditelj područja:

Dr.sc. Zdenko Tonković
red.prof.

ZAHVALA

Najprije se želim zahvaliti svim djelatnicima firme „Navalis“, posebno bi se zahvalio gosp. Jakovu Neveščaninu i gosp. Ivici Sarunu koji su mi omogućili ovaj rad, te gosp. Eduardu Freundu na pruženoj pomoći i savjetima.

Isto tako se zahvaljujem i svim profesorima koji su direktno ili indirektno svojim savjetima sudjelovali na ovom projektu i tako obogatili korijene mog znanja.

Posebno se zahvaljujem mentoru Dr. sc. Smiljku Rudanu, na brojnim vrijednim i stručnim savjetima te strpljenju i potpori tijekom izrade ovoga rada.

Konačno, zahvaljujem se svojoj obitelji na podršci i razumijevanju.

SADRŽAJ

SAŽETAK RADA	8
SUMMARY	9
POPIS SLIKA	10
POPIS TABLICA.....	13
1. Uvod.....	17
1.1 Općenito o jaružarima.....	20
1.2 Jaružar s grabilicom.....	21
1.3 Međunarodne smjernice i pravila, klasifikacijska društva.....	22
2. Tehnički opis razmatranog jaružara s grabilicom	24
2.1 Princip premještanja plovila	27
2.2 Karakteristike materijala.....	31
2.3 Dopuštena naprezanja.....	32
3. Strukturna analiza detalja brodske konstrukcije	33
3.1 Analiza čvrstoće metodom konačnih elemenata	34
3.2 Analiza izvijanja	43
3.3 Optimizacija konstrukcije	45
3.4 Metoda podmodeliranja	48
3.5 Ekstrapolacija žarišnih naprezanja	49
3.6 Zamor i dinamička izdržljivost brodskih konstrukcija.....	53
3.7 Nelinearna analiza	57
4. Numerički model jaružara.....	63
4.1 Globalni model.....	64
4.2 Model sekcije	67
4.3 Rubni uvjeti i opterećenja na globalnom modelu	69
4.4 Ukupna deformacija globalnog modela.....	71
5. Opterećenja na kućište kolotura.....	72
6. Statička analiza kućišta kolotura	75
6.1 Rezultat statičke analize kućišta kolotura	76
6.2 Dodana ojačanja konstrukcije	77
6.3 Rezultat statičke analize ojačane konstrukcije.....	79
7. Optimizacija kućišta kolotura.....	81
7.1 Rezultat optimizacije kućišta kolotura	82

8. Analiza izvijanja	85
9. Ekstrapolacija žarišnih naprezanja	88
10. Pojednostavljeni proračun zamora kućišta kolotura	94
11. Nelinearna analiza konstrukcije.....	98
12. Zaključak	103
Literatura	106
Prilog 1	108
Prilog 2	113
Prilog 3	117
Prilog 4	120
Prilog 5	123
ŽIVOTOPIS	127
CIRRICULUM VITAE.....	127

SAŽETAK RADA

Tema ovoga rada je strukturna analiza kućišta kolotura na 60 metara dugom samohodnom jaružaru. Analiza naprezanja i deformacija provedena je metodom konačnih elemenata pri čemu su korišteni pločasti elementi linearne i parabolične formulacije u analizi modela broda i kućišta te volumni elementi u analizi podmodela na mjestu najvećeg naprezanja. Generiran je globalni model jaružara i lokalni model kućišta kolotura, odakle su tehnikom podmodeliranja preuzeti pomaci i zatim narinuti u vidu opterećenja na kritičan strukturni detalj. Softverski paket korišten pri izradi ovog rada je FEMAP/NX Nastran. Uz statičku analizu provedena je optimizacija konstrukcije s ciljem uštede materijala uz uvjet stabilnosti konstrukcije, odnosno zadovoljavanje dopuštenih vrijednosti naprezanja, pomaka i faktora izvijanja. Nadalje, optimizacijom je zadovoljen uvjet funkcionalnosti, odnosno određena je najmanja debljina čeličnog lima do koje se može vršiti zavarivanje punom penetracijom. Optimiranoj konstrukciji određen je životni vijek i broj ciklusa do loma korištenjem S-N krivulja (Wöhlerove krivulje) pri čemu je funkcija opterećenja određena na temelju vrijednosti žarišnih naprezanja pri režimima rada opisanim u sljedećim poglavljima. Provedena je i nelinearna analiza konstrukcije s kojom se razmotrilo ponašanje konstrukcije u elastično-plastičnom području. Ta analiza provedena je korištenjem softverskog paketa LS Dyna koji se također bazira na metodi konačnih elemenata. U radu je detaljno definiran proces gibanja jaružara i kako taj proces utječe na naprezanja u kućištu kolotura.

SUMMARY

Subject of this thesis is structural analysis of sheave housing on 60 m long self-propelled dredger. Stress and strain analysis has been carried out with finite element method, by using shell elements of linear and parabolic formulation to calculate ship model and sheave housing, and by using volume elements for submodel analysis at sections with biggest strain.

Global and local model have been made where submodel technique was used to apply displacement from global model to local. Software used for calculation is Femap with NX Nastran solver. Design optimization has been carried out with a final goal of minimizing construction weight thus satisfying construction stability regarding allowable stress, allowable translation and buckling factor. Furthermore, optimization satisfied functionality condition; allowable plate thickness for full penetration welding has been determined. Construction life expectancy and number of cycles to failure has been determined according to S-N curves (Wöhler curves) where load function has been determined due to hot spot analysis under working regime described in the following chapters. Nonlinear analysis has been carried out with a final goal of determining construction behavior in elastic-plastic area. That analysis was made in LS Dyna, software that uses and calculates finite elements. Overall system function including process of rigging and effect it has on stress changes in sheave housing has been described in detail in this thesis.

POPIS SLIKA

Slika 1-1	Tok završnog rada.....	19
Slika 2-1	Bočni pogled na jaružar	24
Slika 2-2	IHC Backhoe dredger u brodogradilištu.....	25
Slika 2-3	Shematski prikaz rada jaružara	26
Slika 2-4	Izometrijski prikaz sustava podizanja i spuštanja stupa.....	26
Slika 2.1-1	Jaružar u radnom položaju	27
Slika 2.1-2	Podizanje krmenih stupova	28
Slika 2.1-3	Pomicanje jaružara.....	28
Slika 2.1-4	Spuštanje krmenih stupova	29
Slika 2.1-5	Podizanje pramčanog stupa	29
Slika 2.1-6	Premještanje pramčanog stupa	30
Slika 2.1-7	Spuštanje pramčanog stupa i vraćanje u radni položaj	30
Slika 3.1-1	Jednodimenzijski konačni elementi [7]	34
Slika 3.1-2	Dvodimenzijski konačni element [7].....	34
Slika 3.1-3	Trodimenzijski konačni elementi [7].....	35
Slika 3.1-4	Osnosimetrični konačni elementi [7]	35
Slika 3.1-5	Konačni elementi za rješavanje problema savijanja ploča [7].....	35
Slika 3.1-6	Konačni elementi za analizu ljuskastih konstrukcija [7]	35
Slika 3.1-7	Deformirana ploča i nagib normale prema Kirchhoff-Loveovoj teoriji.....	36
Slika 3.1-8	Deformirana ploča i nagib normale prema Reissner-Mindlinovoj teoriji.....	36
Slika 3.1-9	Osnovni CBAR konačni element sa poprečnom silom i momentom savijanja [8]	38
Slika 3.1-10	Osnovni trokutni element s 18 stupnjeva slobode (CTRIA3)	38
Slika 3.1-11	Osnovni pravokutni element s 24 stupnja slobode	39
Slika 3.1-11	Pravokutni serendipity element 2 reda (CQUAD8)	40
Slika 3.1-12	Osnovni tetraedarski konačni element.....	41
Slika 3.1-13	Tetraedarski element drugog reda.....	41
Slika 3.1-14	Osnovni prizmatični element s 24 stupnja slobode (CHEXA)	42
Slika 3.1-15	Prizmatični element višeg reda.....	43
Slika 3.2-1	Ukrepljeni panel.....	43
Slika 3.3-1	Minimum funkcije cilja.....	45
Slika 3.3-2	Koncept pronalaženja poboljšanog rješenja [9]	46
Slika 3.3-3	Primjer optimizacije nosača [9].....	47
Slika 3.3-4	Funkcije ograničenja i optimalna točka [9].....	47
Slika 3.4-1	Globalni model i podmodel	48
Slika 3.5-1	Naprezanje u okolini mjesta koncentracije naprezanja	49
Slika 3.5-2	Veličina konačnih elemenata za mrežu 2D i 3D konačnih elemenata ..	50
Slika 3.5-3	Žarišna točka i točke u središtima 2D konačnih elemenata [11].....	51
Slika 3.5-4	Linearna i kvadratična ekstrapolacija [11].....	51
Slika 3.5-5	Tipovi žarišnih naprezanja [13].....	52
Slika 3.6-1	Nastajanje pukotine [16]	53

Slika 3.6-2	HSE S-N krivulja [17]	55
Slika 3.6-3	IIV S-N krivulje [17]	56
Slika 3.7-1	Nelinearni elastični model [19]	59
Slika 3.7-2	Standardni brodograđevni čelik i pripadni elastoplastični model [19]...	60
Slika 3.7-3	Standardna Newton-Raphsonova metoda [19]	61
Slika 4-1	Sistematizacija numeričkih modela	63
Slika 4.1-1	Globalni model jaružara, debljine strukturnih elemenata u mm	64
Slika 4.1-2	Globalni model jaružara (paluba sakrivena), debljine strukturnih elemenata u mm	65
Slika 4.2-1	Sekcija plovila koja je modelirana finijom mrežom konačnih elemenata	67
Slika 4.2-2	Model sekcije - mreža konačnih elemenata, debljine elemenata u mm	68
Slika 4.2-3	Model sekcije (paluba i oplata su sakrivene), debljine elemenata u mm	68
Slika 4.2-4	Izdvojeni detalj kućišta kolotura	69
Slika 4.3-1	Hidrostatski tlak	70
Slika 4.3-2	Rubni uvjeti na globalnom modelu	70
Slika 4.4-1	Ukupni pomak jaružara	71
Slika 5-1	Plan užeta [20]	72
Slika 5-2	Presjek kućišta kolotura; mjesto djelovanja sile	73
Slika 5-3	Dodani čvorovi i mjesto djelovanja rezultirajuće sile	73
Slika 5-4	RBE2 element s 3 stupnjeva slobode (translacija)	74
Slika 5-5	RBE2 element s 6 stupnjeva slobode (translacija i rotacija)	74
Slika 6.1-1	Ukupni pomak na modelu sekcije	76
Slika 6.1-2	Von Misesova naprezanja u kućištu kolotura u MPa	76
Slika 6.2-1	Dodana ojačanja	77
Slika 6.2-2	Dodana ojačanja	77
Slika 6.2-3	Mreža konačnih elemenata ojačane konstrukcije, debljine elemenata u mm	78
Slika 6.2-4	Izdvojeni detalj ojačane konstrukcije kućišta kolotura	78
Slika 6.3-1	Von Misesova naprezanja ojačane konstrukcije za prvi slučaj opterećenja u MPa	79
Slika 6.3-2	Von Misesova naprezanja ojačane konstrukcije za prvi slučaj opterećenja u MPa	79
Slika 6.3-3	Detalj naprezanja na kućištu u MPa	80
Slika 7-1	Podjela kućišta na svojstva, pogled na stražnji dio kućišta	81
Slika 7.1-1	Smanjenje mase po svakom ciklusu	82
Slika 7.1-2	Von Mises naprezanje optimirane konstrukcije za prvi slučaj opterećenja (MPa)	83
Slika 4.5-1	Oplata jaružara u zoni kućišta kolotura	85
Slika 9-1	Podmodel strukturnog detalja	88
Slika 9-4	Ekstrapolacija žarišnih naprezanja za 1 slučaj opterećenja, detalj A... ..	90
Slika 9-5	2D i 3D podmodel detalja B	91
Slika 9-6	Poprečni presjek detalja B sa zavarima	91

Slika 9-7	Ekstrapolacija žarišnih naprezanja za 1 slučaj opterećenja, detalj B (neoptimirana konstrukcija)	91
Slika 9-8	Ekstrapolacija žarišnih naprezanja za 1 slučaj opterećenja, detalj B (optimirana konstrukcija)	92
Slika 10-1	Ciklusi opterećenja	94
Slika 10-2	S-N krivulja za standardni brodograđevni čelik [11]	95
Slika 11-1	Vremenska funkcija opterećenja	98
Slika 11-2	Povećanje sile do potpunog sloma konstrukcije	101
Slika 11-3	Mjesto 4 konačna elementa uzeta za daljnje razmatranje	102
Slika 11-4	Dijagram ovisnosti vremena o naprezanju za 4 konačna elementa ...	102
Slika 12-1	Kućište kolotura u proizvodnji	105
Slika P1-1	Procjena žarišnog naprezanja prema IIW [22]	108
Slika P1-2	Primjer različitih tehnika pri određivanju žarišnih naprezanja [22]	109
Slika P1-3	Metoda ekstrapolacije žarišnih naprezanja prema Dongu [22]	110
Slika P1-4	Primjer 1, model i rezultat ispitivanja [22]	111
Slika P1-5	Primjer 2, model i rezultat ispitivanja [22]	111
Slika P1-6	Primjer 3, model i rezultat ispitivanja [22]	112
Slika P3-1	Primjer postupka zbrajanja ciklusa rainflow metodom	118
Slika P3-2	Dijagram zbrojenih ciklusa naprezanja Rainflow metodom	119
Slika P4-1	Hidrostatski tlak	120
Slika P4-2	Lokalni koordinatni sustav	121
Slika P4-3	Kreiranje opterećenja na površinu	121
Slika P4-4	Zadavanje funkcije opterećenja	122
Slika P4-5	Raspodjela opterećenja po funkciji	122
Slika P5-1	Ciklusi opterećenja	123
Slika P5-2	Projektna Wöhlerova (S-N) krivulja	125

POPIS TABLICA

Tablica 1.3-1	Glavna međunarodna pravila i upute primjenjiva za jaružare	22
Tablica 2.2-1	Svojstva materijala	31
Tablica 2.2-2	Kemijski sastav čelika	31
Tablica 3.1-1	Korišteni konačni elementi	37
Tablica 3.2-1	Koeficijenti e_1, e_2 i e_3 i B [6]	44
Tablica 3.5-1	Veličina elementa i točke ekstrapolacije prema IIW [13]	52
Tablica 4.1-1	Ekvivalentni profili.....	65
Tablica 6-1	Korištene mjerne jedinice	75
Tablica 7.1-1	Rezultat optimizacije kućišta kolotura.....	83
Tablica 7.1-2	Rezultat optimizacije i usvojene debljine u mm	84
Tablica 4.5-1	Očitane vrijednosti iz numeričkog modela	85
Tablica 9-1	Vrijednosti žarišnih naprezanja	93
Tablica 10-1	Parametri S-N krivulje [11]	95
Tablica 10-2	Parametri S-N krivulje za korozivno okruženje [11]	95
Tablica 10-3	Akumulirano zamorno oštećenje i životni vijek trajanja konstrukcije za detalj A.....	97
Tablica 10-4	Akumulirano zamorno oštećenje i životni vijek trajanja konstrukcije za detalj B.....	97
Tablica 12-1	Rezultat linearne statičke analize	103
Tablica 12-2	Rezultat nelinearne analize	105
Tablica P3-1	Zbrajanje ciklusa	119
Tablica P5-1	Raspon nazivnih i vršnih naprezanja.....	124
Tablica P5-2	Opis spoja [24]	124
Tablica P5-3	Kumulativni omjer oštećenja	125
Tablica P5-4	Usporedba rezultata procjene zamornog vijeka	126

POPIS OZNAKA I KRATICA

a	- dužina neukrepljenog panela (mm)
A_s	- površina elementa (mm ²)
b	- širina neukrepljenog panela (mm)
B	- širina (mm)
c	- konstanta materijala
C	- brzina zvuka (m/s)
da/dN	- brzina rasta pukotine (mm/ciklus)
d_i	- tražena varijabla pomaka (mm)
d_0	- početna varijabla pomaka (mm)
D	- akumulirano zamorno oštećenje
E	- modul elastičnosti (MPa)
F	- korekcijski faktor zbog rubnih uvjeta
g	- gravitacijska konstanta (mm/s ²)
$G_{j(x)}$	- funkcija ograničenja
H	- visina (mm)
$H_{k(x)}$	- funkcija ograničenja
k	- faktor materijala
K	- faktor izvijanja
L	- dužina (mm)
L_s	- karakteristična duljina (mm)
m	- parametar S-N krivulje
n_i	- broj ciklusa naprezanja
N_i	- broj ciklusa do loma
p	- hidrostatski tlak (MPa)
P	- vanjsko opterećenje (N)

R_{eH}	- minimalna granica razvlačenja (MPa)
R_m	- vlačna čvrstoća (MPa)
R_x	- spriječena rotacija u x smjeru
R_y	- spriječena rotacija u y smjeru
R_z	- spriječena rotacija u z smjeru
S	- faktor sigurnosti
t	- debljina lima (mm)
T_x	- spriječen pomak u x smjeru
T_y	- spriječen pomak u y smjeru
T_z	- spriječen pomak u z smjeru
V	- volumen (mm ³)
W_x	- moment otpora u x smjeru (cm ³)
X	- vektor smjera
x_i	- optimizacijske varijable (mm)
α	- omjer stranica neukrepljenog panela
ΔK	- koeficijent intezivnosti naprezanja
Δt	- vremenski korak (s)
δ	- progib (mm)
$\delta \varepsilon_G$	- virtualna deformacija
δu	- virtualni pomak (mm)
ε	- deformacija
η	- faktor iskorištenja
κ_x	- redukcijski faktor u x smjeru
κ_y	- redukcijski faktor u y smjeru
κ_T	- smični redukcijski faktor
λ	- vitkost
ν	- Poissonov koeficijent
ρ	- gustoća (kg/mm ³)

σ_e	- referentno naprezanje (MPa)
σ_{HS}	- žarišno naprezanje (MPa)
σ_x	- komponenta membranskog naprezanja u x smjeru (MPa)
σ_y	- komponenta membranskog naprezanja u y smjeru (MPa)
σ_1	- najveće tlačno naprezanje (MPa)
σ_2	- najmanje tlačno ili vlačno naprezanje (MPa)
σ_{4mm}	- naprezanje na udaljenosti 4 mm od žarišne točke (MPa)
σ_{5mm}	- naprezanje na udaljenosti 5 mm od žarišne točke (MPa)
σ_{8mm}	- naprezanje na udaljenosti 8 mm od žarišne točke (MPa)
σ_{10mm}	- naprezanje na udaljenosti 10 mm od žarišne točke (MPa)
σ_{12mm}	- naprezanje na udaljenosti 12 mm od žarišne točke (MPa)
$\sigma_{0,4t}$	- naprezanje na udaljenosti 0,4 debljine lima od žarišne točke (MPa)
$\sigma_{0,5t}$	- naprezanje na udaljenosti 0,5 debljine lima od žarišne točke (MPa)
σ_{1t}	- naprezanje na udaljenosti debljine lima od žarišne točke (MPa)
$\sigma_{1,5t}$	- naprezanje na udaljenosti 1,5 debljine lima od žarišne točke (MPa)
τ	- smično naprezanje (MPa)
ψ	- omjer naprezanja
<i>DNV</i>	- Det Norske Veritas
<i>ICLL</i>	- International Convention on Load Lines
<i>IIW</i>	- International Institute of Welding
<i>MARPOL</i>	- Marine Pollution
<i>SOLAS</i>	- International Safety Of Life At Sea
<i>SPS</i>	- Special Purpose Ships
<i>STCW</i>	- Standards of Training, Certification and Watchkeeping

1. Uvod

Tema ovoga rada je strukturna analiza kućišta kolotura jednog od nosivih stupova 60 metarskog samohodnog jaružala. Jaružalo je projekt nizozemske firme IHC dok je detaljnu razradu projekta izradila hrvatska firma „Navalis“. Izrada jaružala je povjerena nizozemskom brodogradilištu NMC.

Kućište kolotura preko vitla i stupa sa svojim koloturama čini zatvoreni sustav užeta preko kojeg se okretanjem vitla nosivi stup podiže ili spušta. Kućište kolotura predstavlja kritičan detalj tog sustava i potrebna je posebna pažnja pri analizi tog detalja. U slučaju popuštanja ili loma kućišta može doći do znatnog oštećenja ili čak havarije samog plovila. Izgled, značajke i funkcionalnost jaružara detaljnije su prikazani u radu.

Rad je koncipiran na način da je u drugom poglavlju prikazan tehnički prikaz razmatranog jaružara s opisom detalja koji se analizira (kućište kolotura). U istom poglavlju objašnjen je princip premještanja plovila pomoću stupova i opisan način okopavanja. Također su definirani materijali korišteni u modelu i njihova mehanička svojstva.

Treće poglavlje daje prikaz teorijskih osnova i metoda proračuna. U poglavlju su opisani sljedeći postupci i metode:

- metoda konačnih elemenata, s opisom vrste konačnih elemenata,
- metoda optimizacije,
- proračun na izvijanje strukture plovila,
- metoda podmodeliranja za detaljniju analizu kritičnog dijela konstrukcije,
- metoda ekstrapolacije žarišnih naprezanja za analizu zamora konstrukcije,
- nelinearne analize za objašnjenje temeljnih principa geometrijske i materijalne nelinearnosti.

U četvrtom poglavlju opisan je globalni model jaružara (model prve razine). Vidljivo je da je model diskretiziran grubom mrežom konačnih elemenata s ciljem da se dobije što vjernija slika ponašanja cijelog plovila. Veličina i izgled mreže te vrsta konačnih elemenata određeni su prema pravilima i preporukama Registra. Definirani su rubni uvjeti i opterećenja koji djeluju na globalni model. Prikazana je konstrukcija jaružara s temeljnim debljinama limova i opisom profila grednih elemenata. Definiran je lokalni model kućišta kolotura (model druge razine) koji je modeliran finijom mrežom konačnih elemenata. U ovom poglavlju opisan je i podmodel kritičnog detalja (model treće razine) modeliran vrlo finom i sitnom mrežom konačnih elemenata.

Peto poglavlje opisuje opterećenje koje djeluje na model kućišta kolotura. Sukladno mehanizmu premještanja plovila i radu sustava užeta određeni su slučajevi opterećenja na konstrukciju.

Šesto poglavlje daje rezultate statičke analize lokalnog modela (modela druge razine) za svaki pojedini slučaj opterećenja. U ovom poglavlju su opisana dodana ojačanja postavljena na kućište kolotura i njihov utjecaj na raspored naprezanja u kućištu.

Sedmo poglavlje daje prikaz postupka i rezultat optimizacije debljina limova kućišta kolotura. Prikazani su podaci o uštedi materijala i smanjenju ukupne mase kućišta kolotura, te je prikazano stanje naprezanja i deformacije kućišta kao rezultat optimizacije.

Osmo poglavlje prikazuje rezultat analize izvijanja prema preporukama Registra.

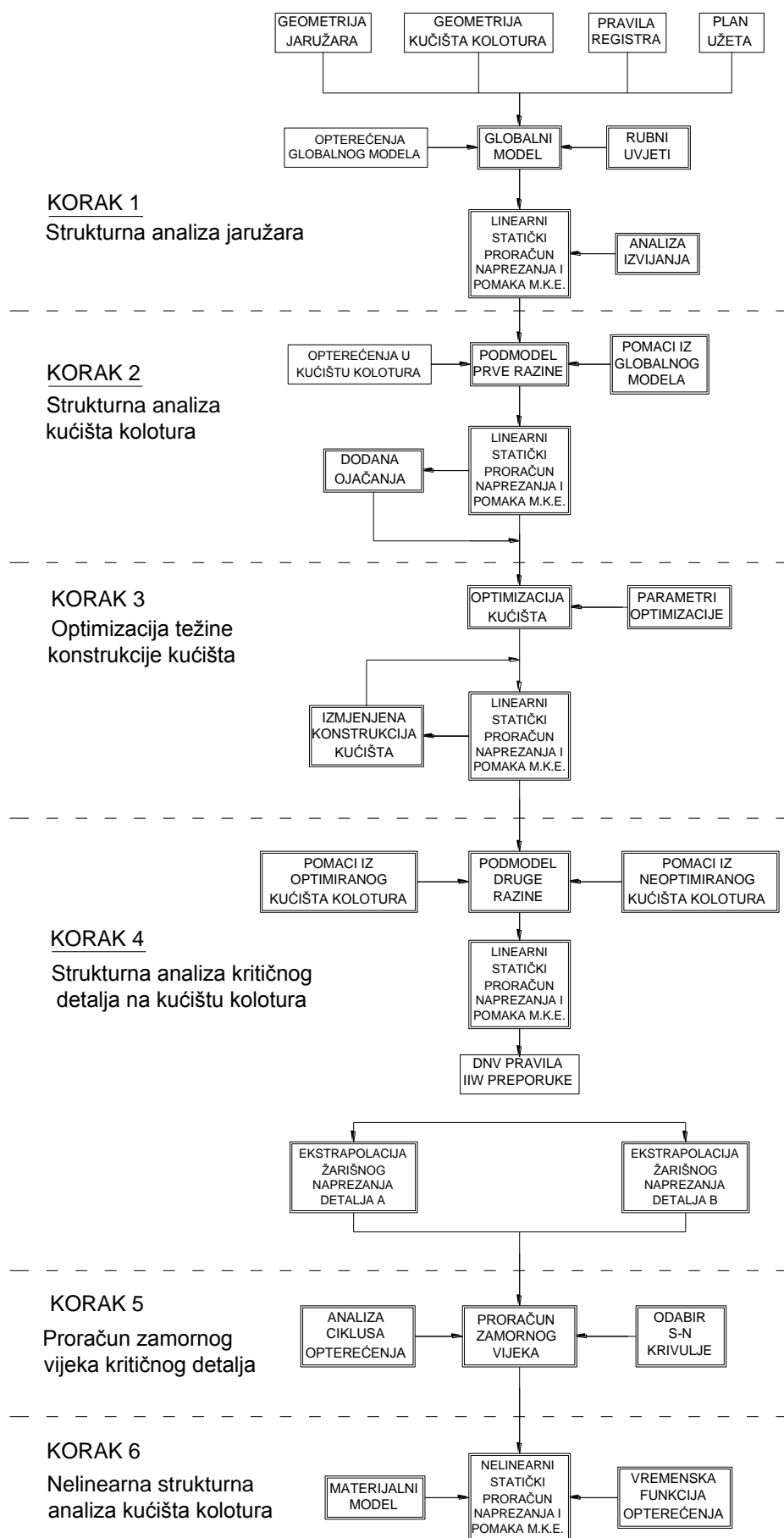
Deveto poglavlje opisuje tehniku ekstrapolacije žarišnih naprezanja za strukturne detalje kod kojih se javlja najveće naprezanje. Modelirani su 2D i 3D podmodeli strukturnog detalja. U ovom poglavlju su dane usporedbe rezultata dobivenih preporukama klasifikacijskih društava i instituta.

Deseto poglavlje koristi izlazne podatke devetog poglavlja o vrijednostima žarišnih naprezanja i na temelju definiranog ciklusa opterećenja i karakteristike materijala određuje se životni vijek konstrukcije.

Jedanaesto poglavlje se bavi analizom konstrukcije u nelinearnom području. U ovom poglavlju je određena vrijednost graničnog stanja konstrukcije i sila koja je potrebna da dođe do potpunog sloma konstrukcije.

Na slici 1-1 prikazan je dijagram toka rada. Definirano je 6 koraka strukturne analize pri čemu se u svakom koraku koriste rezultati iz predhodnog koraka.

Geometrija broda i kućišta, pravila i preporuke registra te princip rada koloture čine ulazne podatke i označeni su nepodebljanim okvirom, dok sadržaj u podebljanim okvirima predstavlja napravljeno i definirano u radu.



Slika 1-1 Tok završnog rada

1.1 Općenito o jaružarima

Jaružari spadaju u grupu specijalnih plovila zbog svog kompleksnog načina rada i potrebe za složenim izravnim proračunima tijekom njihovog projektiranja. Oni se koriste gdje god je potrebna radnja prenošenja materijala s dna mora ili rijeke.

Postoji više vrsta jaružara prilagođenih različitim aktivnostima, a najkarakterističniji su sljedeći:

- *usisni jaružari za nasipavanje*. Opremljeni usisnom cijevi koju koriste pri operacijama održavanja i produbljivanja priobalja,
- *CSD (eng. „Cutter suction dredgers“) jaružari*, opremljeni sjekačem. Koriste se pretežito za rad na tvrdim podlogama, kao što su npr. kamene stijene,
- *jaružari za prikupljanje ruda*, opremljeni elevatorom. Značajne prednosti takvih tipova jaružara su veliki transportni kapacitet i relativno mali utrošak energije,
- *jaružari s grabilicom* (razmatran i detaljno opisan u ovom radu),
- *jaružari sa čeljusnom grabilicom* koji služi za vađenje sedimenata s dna.
- jaružari za rad u ekološki osjetljivim područjima,
- *jaružari za poravnanje tla*, opremljeni oštricom koja se vuče po dnu;
- *jaružari s mlaznicom*, koji koriste vodu pod tlakom za razbijanje sedimenata.

Jaružari se najviše koriste u obalnim i riječnim područjima za otklanjanje mulja i sedimenata nanijetih vodenim tokom. U novije vrijeme jaružari se koriste kao pomoć pri izradi dokova, obalnih konstrukcija, offshore konstrukcija (naftne platforme i vjetrenjače), polaganje cjevovoda itd. Područja na kojima ih najviše možemo naći su Nizozemska, Belgija i Danska. Sukladno tome je razumljivo kako se najveći dio svjetske industrije takvih specijaliziranih brodova nalazi upravo na tim područjima. Povijesno gledano, razvoj je počeo lokalno na tim mjestima gdje se javila potreba za takvom vrstom broda. Prva pravila i smjernice povezane sa jaružarima pojavljuju se 1909. godine u klasifikacijskom društvu Bureau Veritas. Od tada su se pravila razvila i specijalizirala za određene tipove brodova, prateći razvoj novih tehnologija i uvođenje novih materijala. Veliki iskorak u razvoju jaružara dogodio se uvođenjem analize čvrstoće konstrukcije metodom konačnih elemenata. Drugi veliki iskorak bio je razvoj metoda optimizacije s ciljem uštede materijala. Industrija specijaliziranih jaružara je danas u velikom razvoju i teži se uvođenju novih tehnologija, materijala te kvalitetnijih i boljih tehnoloških rješenja uz povećanje kvalitete proizvoda i smanjivanje troškova [1].

Od navedenih tipova jaružara, u ovome radu je analiziran detalj na samohodnom jaružaru s grabilicom.

1.2 Jaružar s grabilicom

Jaružar s grabilicom (eng. „backhoe dredger“), češće poznat kao mehanički jaružar (eng. „mechanical dredger“), opremljen je s grabilicom na ekskavatoru koju koristi pri raznim pomorskim ili riječnim operacijama uklanjanja mulja i sedimenata kao i za kopanje i širenje kanala. Spada u vrstu hidraulički pogonjenih jaružara. Zbog svoga iznimno kompleksnog načina ovakvi jaružari spadaju u specijalne vrste brodova kojima se daje posebna pozornost pri oblikovanju konstrukcije i odabiru konstrukcijskog materijala. Jaružala se obično grade sustavom poprečne gradnje zbog veće čvrstoće i boljem podnošenju vibracija.

Postoje tri izvedbe ovakvih jaružara:

- stacionarni jaružar,
- pomični jaružar sa sidrima i
- samohodni jaružar sa stupovima.

U ovom radu analiziran je treći tip jaružara, odnosno jaružar s tri stupa pomoću kojih se pomiče. Budući su ta tri stupa iznimno masivna pojavljuju se velika opterećenja prilikom njihovog zabijanja u dno i premještanja samog jaružara. Dva stupa obično se nalaze blizu mjesta gdje se vrši kopanje i stabiliziraju plovilo. Treći stup služi, osim za stabilizaciju, i za pomicanje. Većina ovakvih jaružara nema svoj pogon, nego se transportiraju velikim baržama na lokaciju gdje trebaju kopati. Materijal (pijesak, šljunak, mulj) koji se izvadi prilikom kopanja odlaže se na pomoćni tegljač ili na obalu, ovisno o terenu i mogućnostima. Veličina jaružara ovisi o kapacitetu materijala kojeg grabilica može pokupiti. Kapacitet obično iznosi od 5 do 40 m³ materijala. Proizvodnja ovakvih jaružara je iznimno zahtjevna. Svjetski najpoznatiji jaružari ove klase su: „Vitruvius“ (grabilica kapaciteta 15/25/40 m³, godina izgradnje 2007, „Minmar Sinan“ (grabilica kapaciteta 15/25/40 m³, godina izgradnje 2008), „Postnik Jakovlev“ (Jan de Nul, grabilica kapaciteta 15/25/40 m³, godina izgradnje 2009), „Samson“ (DEME), „Goliath“ (Van Oord, grabilica kapaciteta 15/20/25/40 m³, godina izgradnje 2009) i „Alberto Aleman Zubieta“. Zadnji navedeni jaružar je opisan i modeliran u ovom radu. „Alberto Aleman Zubieta“ je izgrađen 2012 godine u nizozemskom brodogradilištu NMC u suradnji s firmom „IHC Merwede“ i splitskom firmom „Navalis“ koja je vodila razradu projekta i pripremu tehničke dokumentacije. Namjena jaružara je proširenje i održavanje Panamskog kanala. „Alberto Aleman Zubieta“ je opremljen grabilicom kapaciteta 31,5 m³, najveća snaga iznosi 3000 kW, ekskavator je tipa Komatsu PC5500 ali je jaružar dizajniran i za ugradnju većeg ekskavatora Komatsu PC8000 u slučaju potrebe. Duljina jaružara je 62,2 m, širina 23 m, najveća dubina kopanja je 19,5 m i može primiti posadu od 10 ljudi. Jaružar je opremljen sa 3 vitla za podizanje, jednim vitlom za pokretanje pomičnog stupa, 2 sidrena vitla, 7 pomoćnih vitala i 3 palubne stupne dizalice. „Alberto Aleman Zubieta“ je ujedno i najveći u svojoj klasi.

1.3 Međunarodne smjernice i pravila, klasifikacijska društva

Gradnja i upotreba jaružara podliježu raznim međunarodnim smjernicama i pravilima. Lista važnijih pravila i uputa koji se primjenjuju na jaružare nalaze se u tablici 1.3-1.

International Safety Of Life At Sea (SOLAS) Convention, 1974 (self propelled ships ≥ 500 gt) [2]
International Convention on Load Lines (ICLL), 1966 ($L \geq 24$ m)
International Convention for the Prevention of Pollution from Ships (MARPOL), 1973 [3]
Guidelines for the Assignment of Reduced Freeboards for Dredgers (DR-68), 2010 Developed by DR-67 Joint Working Group, 3 February 2010
Code of Safety for Special Purpose Ships (SPS Code), 2008 IMO Res. MSC.266(84), adopted 13 May 2008 Previously IMO Res. A.534(13), adopted 17 November 1983
Ballast Water Management Convention, 2004
Maritime Labour Convention, 2006
Standards of Training, Certification & Watchkeeping (STCW), 2005

Tablica 1.3-1 Glavna međunarodna pravila i upute primjenjiva za jaružare

SOLAS definira minimalne standarde sigurnosti za konstrukciju, opremu i funkciju broda. U to su uključena pravila o zaštiti od vatre, plan spašavanja, radiokomunikacije, navigacija, teret, sigurnosne mjere itd.

ICLL definira najveći dopušteni gaz i način označavanja gaza na boku broda.

DR-68 je korekcija pravila ICLL i odnosi se isključivo na jaružare; jaružarima se dozvoljava veći maksimalni gaz nego ostalim brodovima.

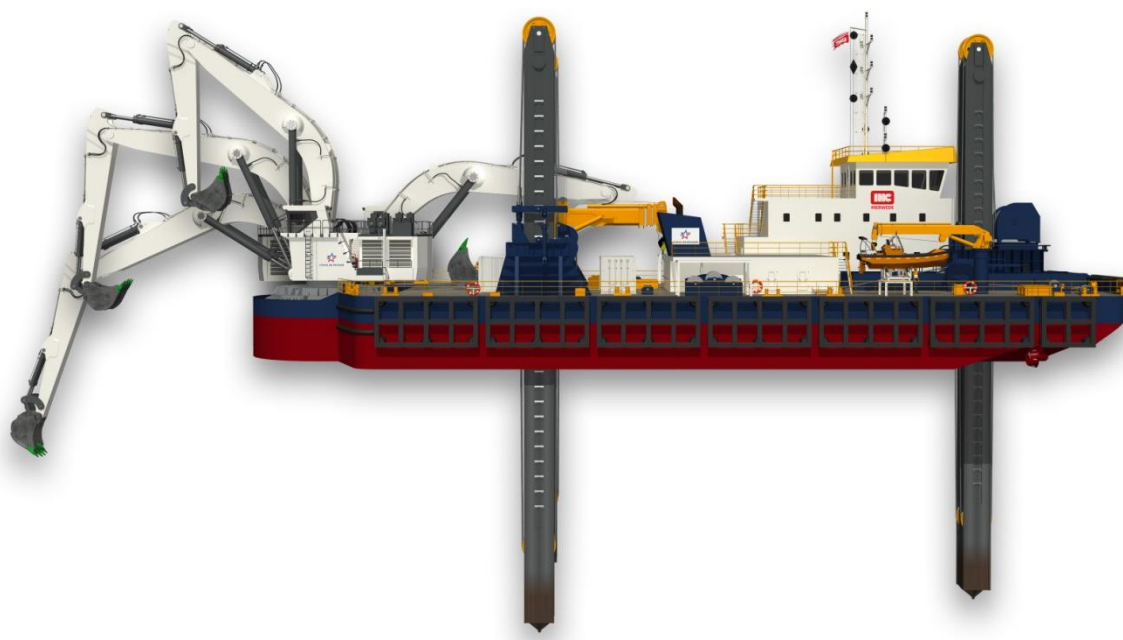
MARPOL je jedna od najvažnijih ekoloških konvencija, definira ekološke standarde s ciljem smanjenja zagađivanja mora i zraka.

Ballast Water Management Convention regulira zaštitu morskog dobra od utjecaja "stranih" organizama. Napomena: konvencija trenutno nije na snazi, čeka se ratifikacija svih važnijih pomorskih zemalja, prvenstveno SAD koja bi mogla uslijediti uskoro.

Glavno klasifikacijsko društvo za jaružare je Bureau Veritas koji koristi vrlo specificirane tehničke uvjete i pravila [4] koja proizlaze iz iskustva i eksperimentalnih podataka. Za jaružare s grabilicom dvije stavke u postojećim pravilima zahtijevaju posebnu pozornost [5]. Prva je integracija ekskavatora na glavnu strukturu pontona kako zbog smične sile i momenta savijanja koji su vrlo veliki na tom području tako i zbog same težine ekskavatora. Dokazivanje dostatne čvrstoće konstrukcije uvjet je za zadovoljavanje ovoga pravila. Uz to potrebno je da se donja nosiva ploča dodatno provjeri na izvijanje zbog jake tlačne sile uzrokovane velikim momentom savijanja. Druga stavka se odnosi na stupove za podizanje i spuštanje. Njihova čvrstoća mora zadovoljavati i u slučaju najgorih opterećenja pa je potrebna dodatna provjera na izvijanje.

2. Tehnički opis razmatranog jaružara s grabilicom

IHC Backhoe jaružar „Alberto Aleman Zubieta“ (slika 2-1) spada u tipove bespropelernih jaružara koji se koriste za aktivnosti na moru kao što su iskopavanje sedimenata i prenošenje istih na drugu lokaciju, okopavanje kanala i mnoge druge aktivnosti. Opremljen je sa grabilicom kapaciteta 31,5 m³. Grabilica se nalazi na pramcu (slika 2-1-) i njome se obavljaju operacije iskopavanja. Brod je opremljen i sa tri noseća stupa koji su povezani sustavom užeta i vitlima kojima se obavljaju operacije podizanja, spuštanja i pomicanja cijelog broda. Dva stupa se nalaze na pramčanom dijelu plovila, blizu grabilice s lijeve i desne strane broda, i imaju samo mogućnost podizanja i spuštanja (slika 2.3). Treći stup se nalazi blizu krme i on je postavljen na hidraulički pogonjenu konstrukciju s rasponom pomicanja do 7750 mm u smjeru uzdužne osi broda. Brod je opremljen s dva hidraulički pogonjena potisnika svaki snage 400kW koji se koriste u slučaju potrebe za korekcijom položaja i manevriranja.



Slika 2-1 Bočni pogled na jaružar

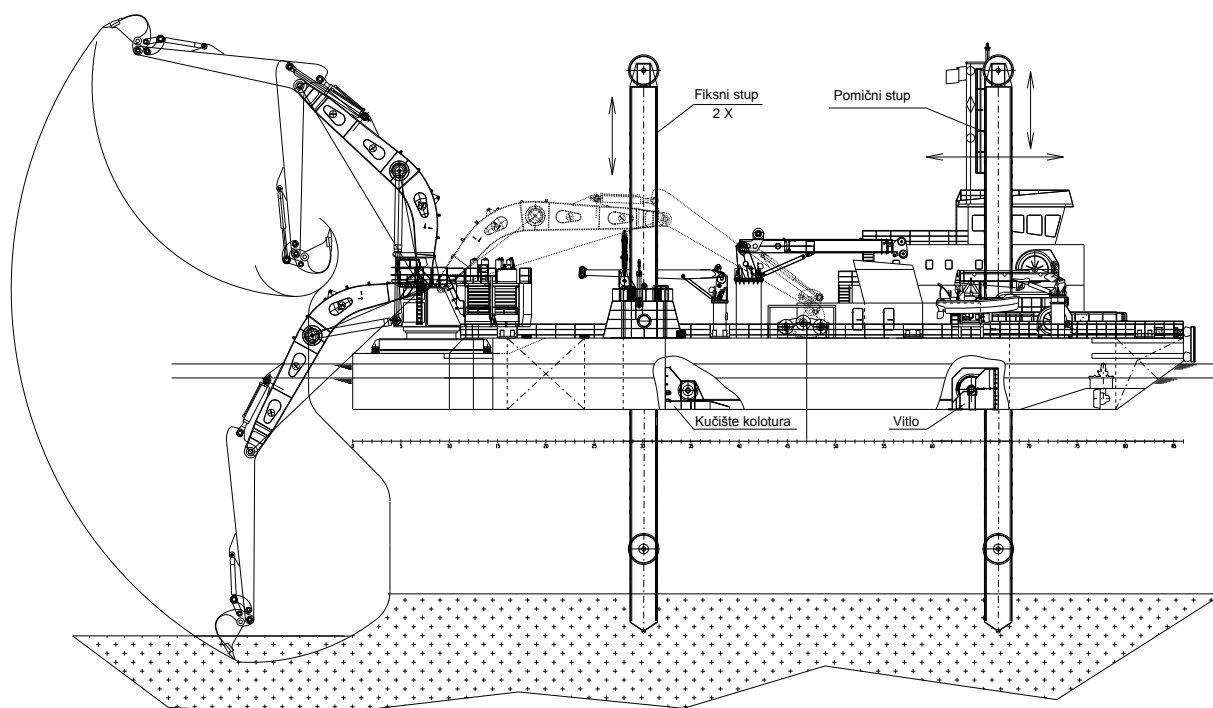
Specifikacije broda:

- Tip broda: IHC-MerwedeBackhoe-Dredger,
- Godina gradnje: 2012
- Brodogradilište: NMC
- Dužina, preko svega: 62,2 m,
- Širina: 23,0 m,
- Visina do palube: 5,1 m,
- Najveći gaz,(puni brod): 3,7 m,
- Najmanji gaz,(prazni brod): 1,05 m,
- Ukupna masa broda sa opremom: 2200 t,
- Efektivna dubina kopanja: 19,5 m
- Posada: 10 ljudi

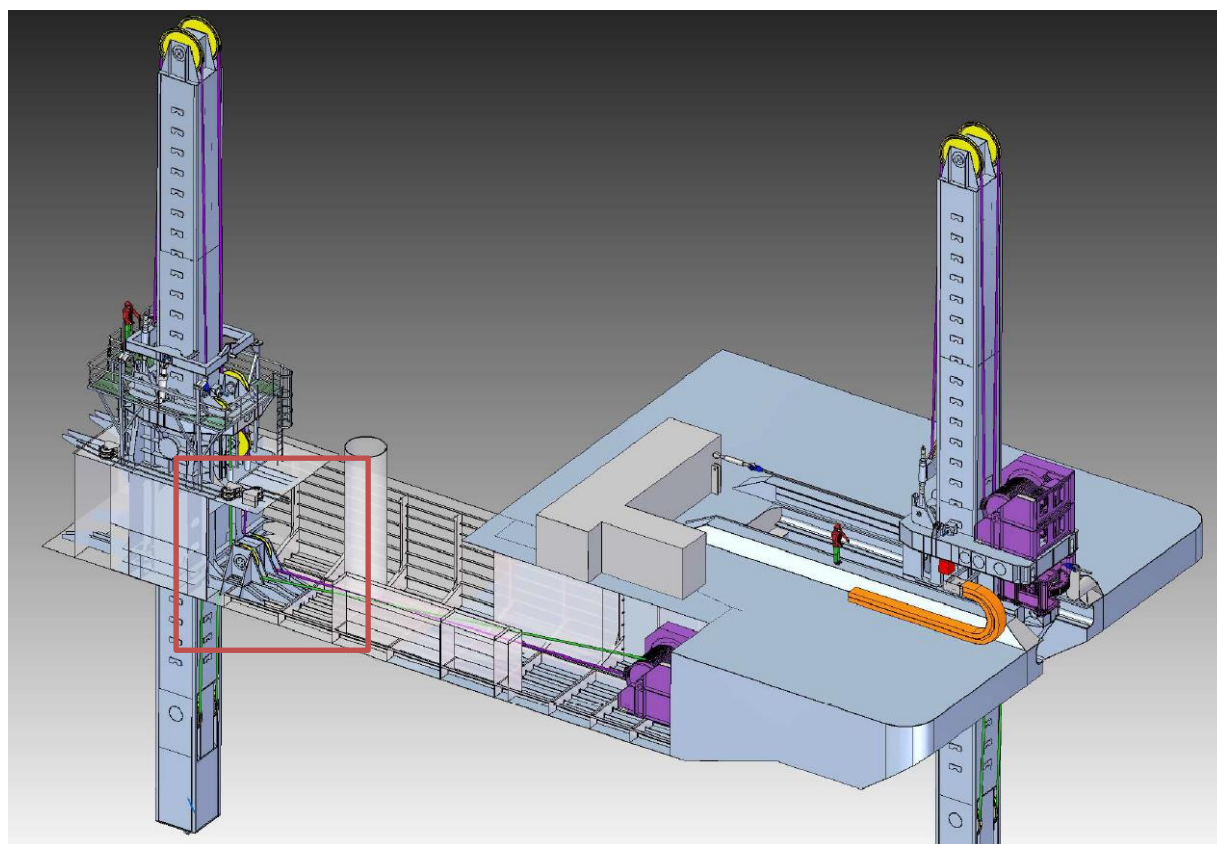


Slika 2-2 IHC Backhoe dredger u brodogradilištu

Slika 2-2 prikazuje IHC Backhoe jaružar u proizvodnom pogonu brodogradilišta NMC, Nieuw Lekkerland, Nizozemska. Spuštanje i podizanje dva pramčana stupa obavlja se preko sustava kolotura i užeta. U ovom radu analizira se kućište kolotura smješteno na dnu broda, slika 2-3. Svrha kućišta kolotura je da skreće smjer užeta iz vitla na stup. Slika 2-4 prikazuje dio jaružara u izometrijskom pogledu. Na toj slici se vidi vitlo stupa, kućište kolotura (označeno crvenim kvadratom) i ostala kućišta sa užadi koja sudjeluju u procesu podizanja i spuštanja.



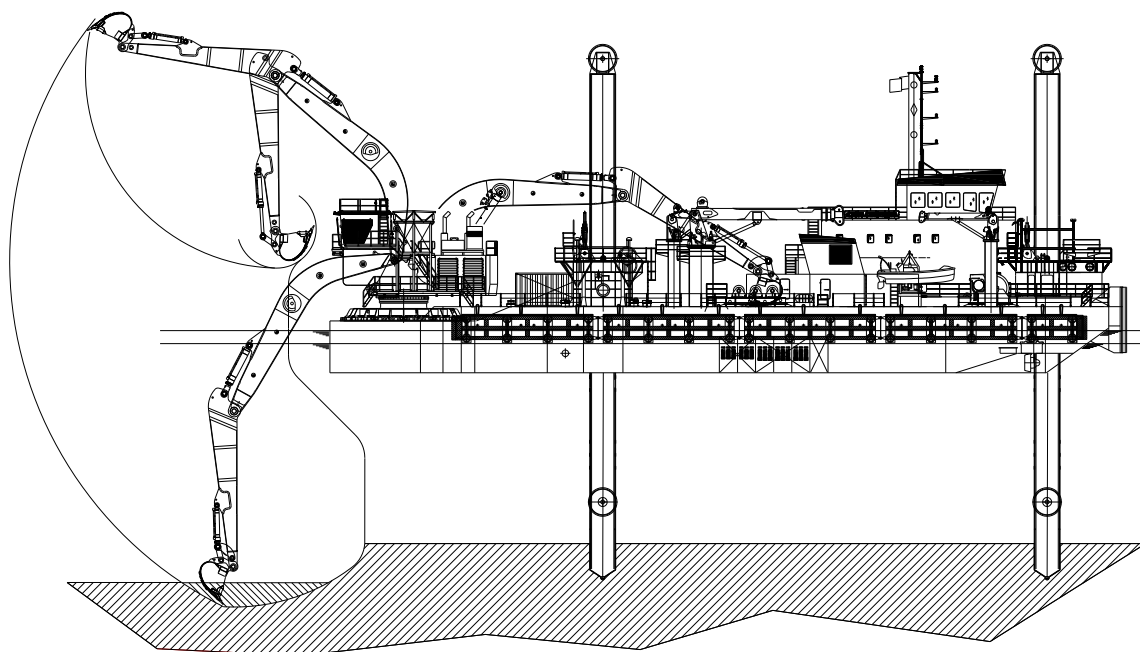
Slika 2-3 Shematski prikaz rada jaružara



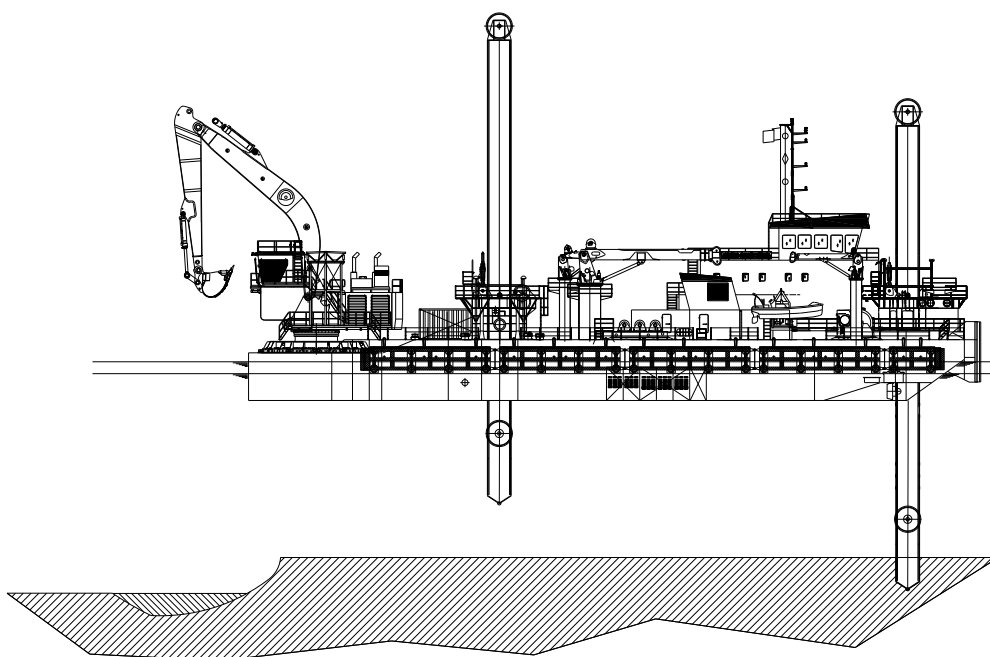
Slika 2-4 Izometrijski prikaz sustava podizanja i spuštanja stupa

2.1 Princip premještanja plovila

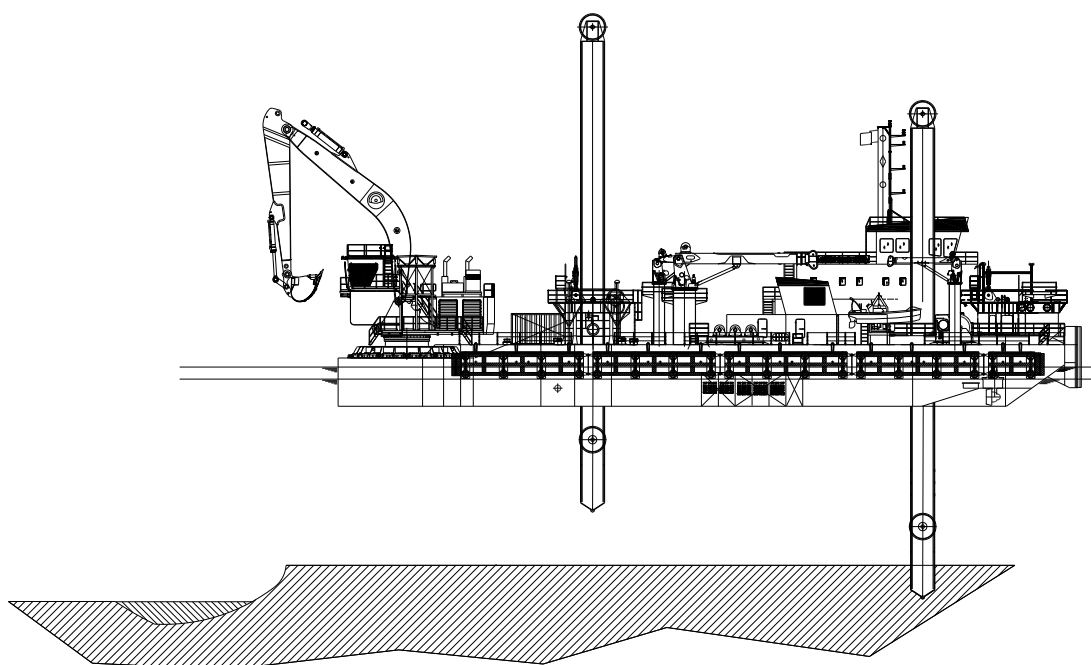
Način premještanja plovila prikazan je shematski u koracima na slikama 2.1-1 do 2.1-7. Slika 2.1-1 prikazuje plovilo u radnom položaju. Najveća efektivna dubina kopanja je 19,5 m, gaz je na 3 m s time da gaz može varirati ovisno o materijalu koji se iskopa, stanju tankova itd. Razlika u gazu može biti najviše 1 m. Tijekom ove faze jaružar je izložen iznimnim naprezanjima uslijed težine plovila i dinamičkih sila prilikom iskopavanja. Iznimno je teško predvidjeti sve radne uvjete u kojima jaružar kopa jer opterećenje konstrukcije nije jednako kada se kopa mulj, pijesak ili kamenje. Kada se ciklus kopanja završi slijedi ciklus premještanja plovila, koje može biti najviše 7750 mm u smjeru uzdužne osi broda koliko iznosi najveći korak pomičnog stupa. Prva faza je otpuštanje svih užadi koje drži stupove, što znači da jaružar pluta iako su stupovi još naslonjeni na dno. U ovoj fazi nema značajnijih sila na kućištu. Druga faza počinje istovremenim podizanjem oba krmena stupa. Kućište je tada opterećeno samo djelovanjem vlastite težine stupa. Kada se podignu oba krmena stupa plovilo se pomicanjem pomičnog stupa (koji se nalazi u krajnjem položaju, najbliže pramcu) pomakne prema naprijed snagom hidrauličnog vitla. Pomični stup tada zauzima svoj drugi položaj, najbliži krmi, slika 2.1-4. Kada se cijeli jaružar pomakao, krmni stupovi se spuštaju i naslanjaju na dno, slika 2.1-4, podiže se pramčani stup (pomični) i ponovo premješta u krajnji položaj, najbliži pramcu. Cijeli brod se zatim vitlima podiže i svojom masom zabija stupove u dno pa faza kopanja počinje is početka.



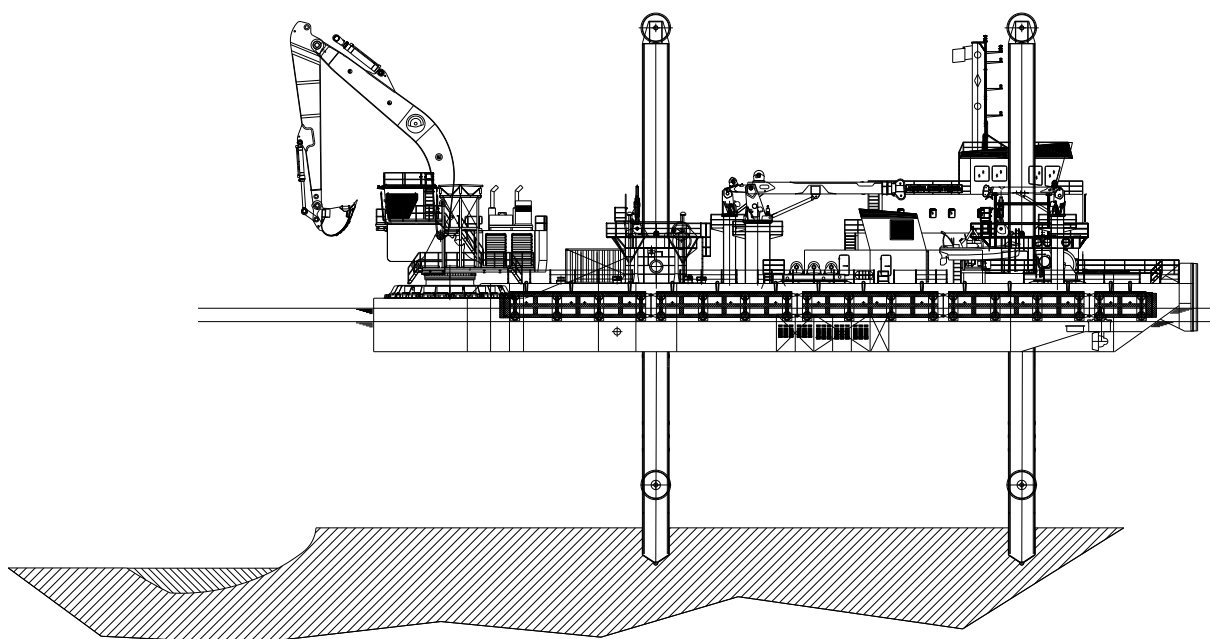
Slika 2.1-1 Jaružar u radnom položaju



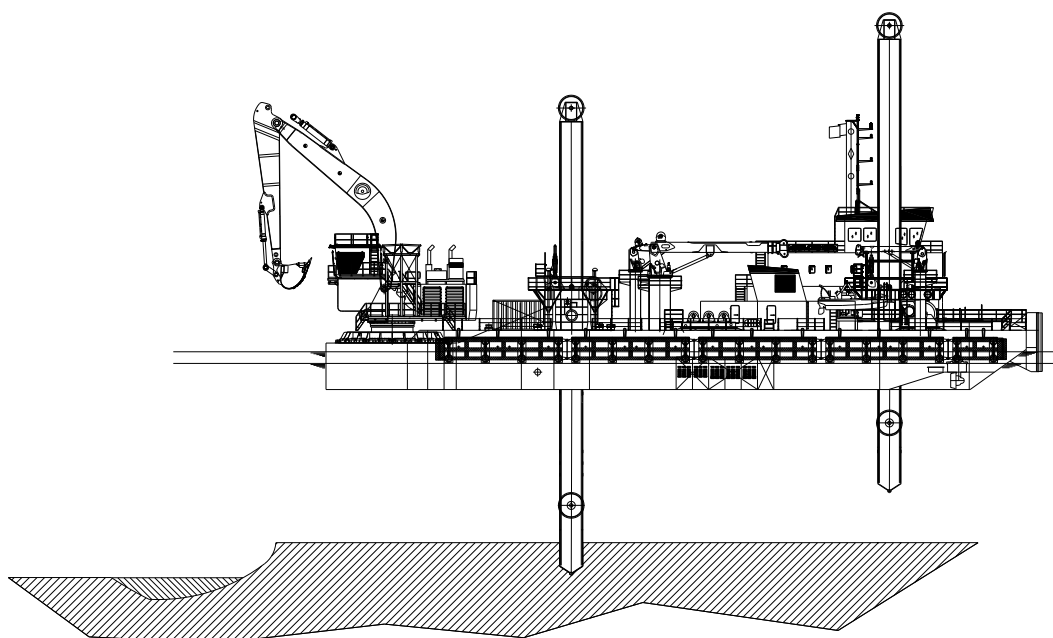
Slika 2.1-2 Podizanje krmenih stupova



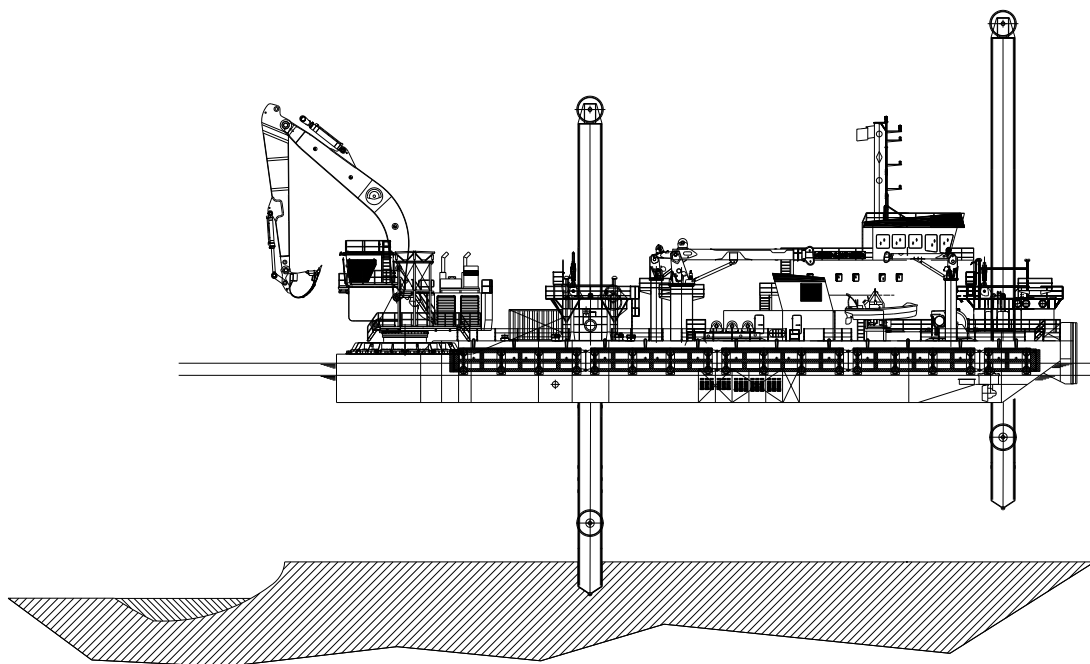
Slika 2.1-3 Pomicanje jaružara



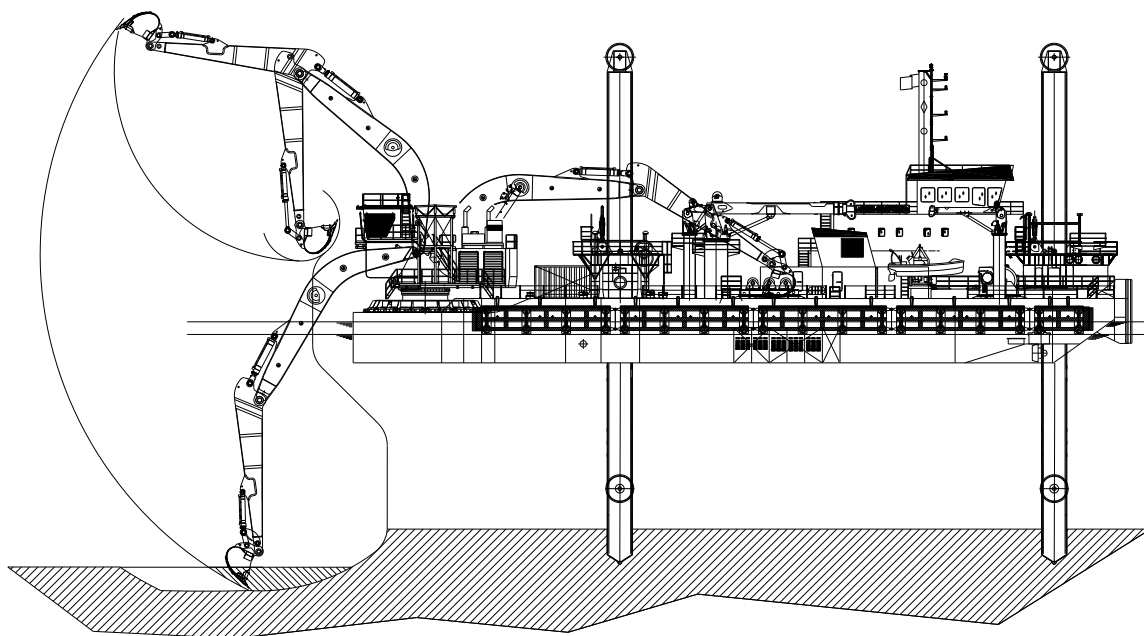
Slika 2.1-4 Spuštanje krmenih stupova



Slika 2.1-5 Podizanje pramčanog stupa



Slika 2.1-6 Premještanje pramčanog stupa



Slika 2.1-7 Spuštanje pramčanog stupa i vraćanje u radni položaj

2.2 Karakteristike materijala

Materijali korišteni pri konstrukciji kućišta su standardni brodograđevni čelici GR-A, S275JO i S355JG sa svojstvima prikazanim u tablici 2.2-1.

Granica razvlačenja i vlačna čvrstoća opadaju s povećanjem debljine lima. Razlog tome je što se povećavanjem debljine lima povećava mogućnost pojave krtosti materijala. Vrijednosti u tablici dobivene su ispitivanjem i mogu se naći u specifikacijama proizvođača.

Materijal	Granica razvlačenja R_{eH} (MPa)		Vlačna čvrstoća R_m (MPa)	
	≤ 16 mm	> 16 mm	< 3 mm	≥ 3 mm
GR-A	235	225	360-510	340-370
S275JO	275	-	-	410-560
S355JG	355	-	-	490-630

Tablica 2.2-1 Svojstva materijala

. Ostali podaci o materijalu:

- Youngov modul elastičnosti: $E = 206000$ (MPa)
- Poissonov faktor: $\nu = 0.3$

Tablica 2.2-2 prikazuje kemijski sastav čelika

Kemijski sastav čelika u %						
Materijal	C ≤ 16 mm	C > 16 mm	Si	Mn	P	S
GR-A	0,17	0,17	-	1,4	0,045	0,045
S275JO	0,18	0,18	-	1,5	0,040	0,040
S355JG	0,20	0,20	0,55	1,6	0,040	0,040

Tablica 2.2-2 Kemijski sastav čelika

2.3 Dopuštena naprezanja

Dopuštena naprezanja određuju se prema pravilima Registra [6] koji kaže da Von Mises naprezanja ne smiju prelaziti vrijednost od $280/k$ MPa za finu mrežu konačnih elemenata i $235/k$ MPa za grubu mrežu konačnih elemenata. Faktor k je faktor materijala koji se odabire iz tablice 2.3-1.

Minimalna granica razvlačenja R_{eH} (MPa)	Faktor materijala k
235	1
315	0,78
355	0,72
390	0,68

Tablica 2.3-1 Faktor materijala

Za onu vrijednost granice razvlačenja R_{eH} koja nije navedena u tablici, faktor materijala k određuje se linearnom interpolacijom između manje i veće vrijednosti navedene u tablici. Tablica 2.3-2 prikazuje dopuštena naprezanja za materijale korištene u ovom radu.

Oznaka materijala	Granica razvlačenja R_{eH} (MPa)	Faktor materijala k	Dop. naprezanje Gruba mreža k.e.(MPa)	Dop. naprezanje Fina mreža k.e. (MPa)
GR-A	235	1	235	280
S275JO	275	0,89	264	314,6
S355JG	355	0,72	326,4	388,8

Tablica 2.3-2 Dopuštena naprezanja

3. Strukturna analiza detalja brodske konstrukcije

Strukturna analiza provodi se za svaki kritični i ključni detalj jaružara. Ti detalji izravno utječu na sigurnost plovila i posebna pažnja pridaje se njihovom oblikovanju. Kako je ovaj brod iznimno kompleksan vidljivo je da se na njemu nalaze brojni kritični detalji. Nekoliko važnijih detalja koji izravno utječu na sigurnost broda se mogu izdvojiti:

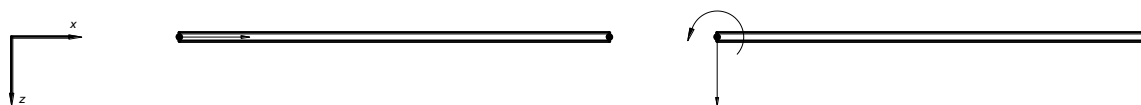
- donja ploča ekskavatora,
- temelj ekskavatora,
- podkonstrukcija ekskavatora,
- nosivi stupovi,
- nosiva konstrukcija pomičnog stupa,
- vodilice pomičnog stupa,
- temelj dizalice,
- temelj vitla,
- kućište kolotura,
- kućište kolotura na vrhu stupa;
- kućište na palubi, koja priteže užad.

Za svaki navedeni strukturni detalj potrebno je napraviti provjeru čvrstoće i otpornosti na izvijanje te po potrebi analizu zamora. Klasifikacijska društva ne daju upute za proračun svih ovih detalja osim za najvažnije kao što su nosivi stupovi za koje treba provjeriti čvrstoću i izvijanje radi iznimne tlačne sile koju uzrokuje moment savijanja ekskavatora. Temelj ekskavatora bitan je dio jaružara i iznimno je opterećen s obzirom na zamor materijala. Podkonstrukcija i temelj ekskavatora su vezani s 180 vijaka i kako dolazi do velikog zamornog opterećenja, preporuka je da se ti vijci mijenjaju svakih pola godine do godine dana ovisno o režimu rada plovila. Isto tako preporuka je da se užad stupova mijenja jednom u 5 godina. U ovom radu je analiziran detalj konstrukcije kućišta kolotura za koji ne postoje propisi o gradnji i proračunu čvrstoće. Iz tog razloga korištena je metoda strukturne analize i teorijske osnove koje stoje na raspolaganju te su objašnjene u sljedećih par potpoglavlja.

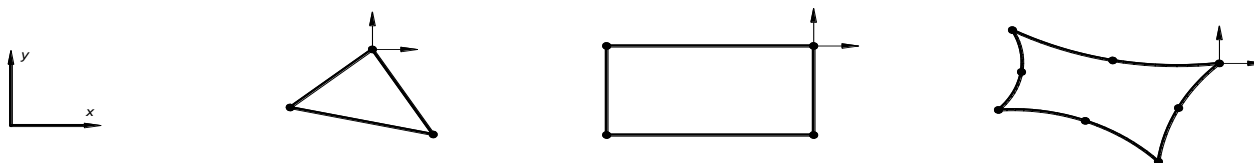
3.1 Analiza čvrstoće metodom konačnih elemenata

Metoda konačnih elemenata numerička je metoda nezaobilazna u inženjerskim proračunima. To je približna numerička metoda koja se zasniva na pronalaženju rješenja diferencijalnih jednačbi i integrala. Konačne elemente dijelimo na jednodimenzijske, dvodimenzijske i trodimenzijske. Jednodimenzijski konačni elementi su najjednostavniji konačni elementi. Primjenjuju se za analizu kontinuuma pri čemu su varijable funkcija samo jedne koordinate. Dvodimenzijski konačni elementi su elementi za analizu ljuskastih konstrukcija i služe za modeliranje kontinuuma koji je omeđen dvjema plohama, a jedna dimenzija (debljina) je mnogo manja od ostalih dimenzija te je raspodjela naprezanja u smjeru debljine zanemariva. Za razliku od jednodimenzijskih i dvodimenzijskih elemenata, trodimenzijski konačni elementi nemaju ograničenja u odnosu na oblik i opterećenje konstrukcije. Za procjenu stanja potrebno je odrediti svih 6 komponenti naprezanja. Najčešće se primjenjuju trodimenzijski elementi u obliku tetraedra i paralelopipeda, a stupnjevi slobode tri su komponente pomaka. Za razliku od jednodimenzijskih i dvodimenzijskih problema u trodimenzijskoj analizi često je potreban puno veći broj stupnjeve slobode.

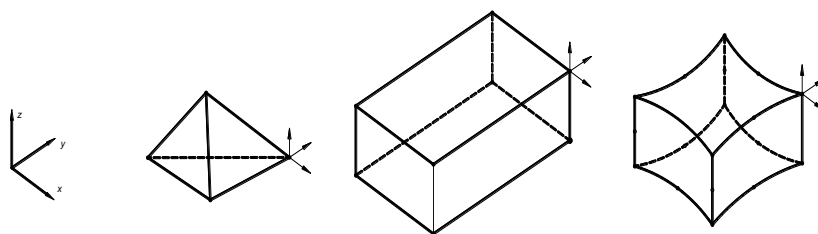
Modelirajući dvodomenzijskim elementima diskretiziramo tijelo definirajući njegovu srednju plohu pa naknadno zadajemo debljinu elementu. Primjenom trodimenzijskih elemenata izravno modeliramo čitavo tijelo. Stupnjevi slobode dvodimenzijskih i trodimenzijskih elemenata se razlikuju. Trodimenzijski elementi imaju samo translacijske stupnjeve slobode, odnosno 3 stupnja slobode dok dvodimenzijski imaju i rotacijske – odnosno 6 stupnjeva slobode po čvoru. Slike 3.1-1 do 3.1-16 prikazuju neke osnovne konačne elemente.



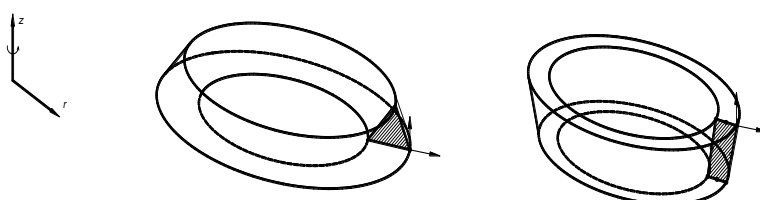
Slika 3.1-1 Jednodimenzijski konačni elementi [7]



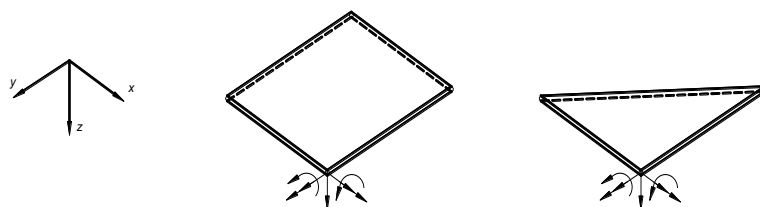
Slika 3.1-2 Dvodimenzijski konačni element [7]



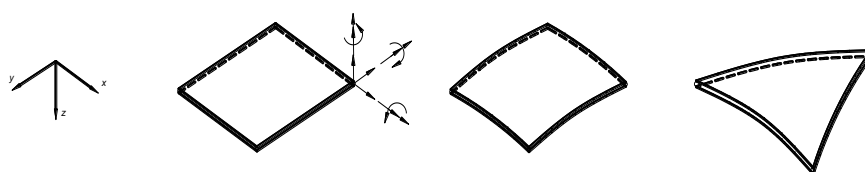
Slika 3.1-3 Trodimenzijski konačni elementi [7]



Slika 3.1-4 Osnosimetrični konačni elementi [7]



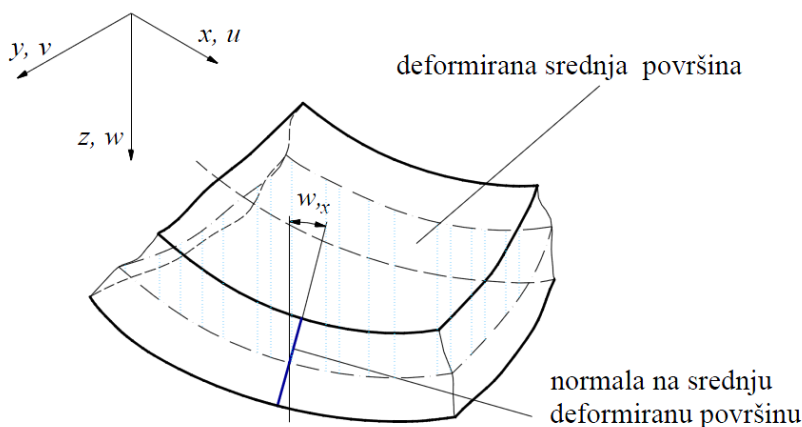
Slika 3.1-5 Konačni elementi za rješavanje problema savijanja ploča [7]



Slika 3.1-6 Konačni elementi za analizu ljuskastih konstrukcija [7]

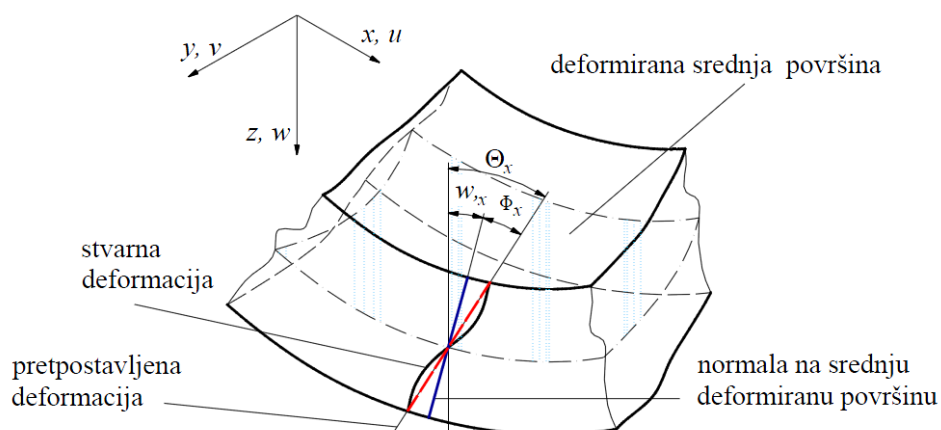
Problemi ploča općenito se dijele u dvije kategorije: problemi tankih ploča i problemi debelih ploča.

Analiza tankih ploča temelji se na Kirchhoff-Loveovoj teoriji, a osnovna je pretpostavka pri tome da normale na srednju plohu ploče nakon deformiranja ostaju ravne i okomite uz nepromijenjenu duljinu (Slika 3.1-7). Debljina stijenke ploče je mala u odnosu na polumjer zakrivljenosti, konstantna je ili se neznatno mijenja. Naprezanja u smjeru pravca normale na srednju plohu zanemaruju se u odnosu na ostala naprezanja. Pretpostavljaju se mali pomaci i deformacije, materijal je linearno elastičan, izotropan i homogen. U ovom radu će se primjeniti samo elementi bazirani na Kirchhoff-Loveovoj teoriji.



Slika 3.1-7 Deformirana ploča i nagib normale prema Kirchhoff-Loveovoj teoriji

Analiza debelih ploča temelji se na Reissner-Mindlinovoj teoriji. U debelim pločama se javljaju značajne poprečne posmične deformacije. Pretpostavljena je konstantna poprečna posmična deformacija umjesto stvarne koja je raspodijeljena po zakonu parabole. Za razliku od Kirchhoff-Loveove teorije u Reissner-Mindlinovoj teoriji normala na srednju deformiranu plohu ostaje iste duljine i ravna, ali ne nužno okomita na deformiranu srednju plohu (Slika 3.1-8).



Slika 3.1-8 Deformirana ploča i nagib normale prema Reissner-Mindlinovoj teoriji

Značajan problem koji se javlja kod numeričke analize, jest “shear locking” ili fenomen blokiranja elementa zbog utjecaja poprečnih sila. Uz deformaciju poprečnog presjeka uslijed savijanja, naime, doprinos poprečne sile očituje se i u klizanju poprečnog presjeka zbog čega poprečni presjek više ne ostaje okomit na težišnu plohu. Ukoliko ovaj efekt nije propisno tretiran, promatrani element dobiva umjetnu krutost što rezultira iznimno malenim vrijednostima pomaka. Ovaj problem moguće je umanjiti ili riješiti smanjenjem točnosti integriranja pojedinih elemenata matrice krutosti (reducirana integracija), povećanjem stupnja interpolacijskih Lagrangeovih polinoma, lokalnom interpolacijom presječnih sila (miješana metoda) ili upotrebom

novih interpolacijskih funkcija koje povisuju stupanj interpolacijskih polinoma bez dodavanja dodatnih čvorova na konačnom elementu.

Osim momenata savijanja i uvijanja te poprečnih sila, koje su unutarnje veličine u pločastom kontinuumu, u ljuskastim konstrukcijama vanjsko opterećenje preuzimaju i membranske sile koje djeluju u ravnini srednje plohe. Najjednostavniji elementi za analizu ljuskastih konstrukcija su ravni konačni elementi. Zakrivljeni ljuskasti kontinuum dijeli se na više ravnih elemenata pri čemu zakrivljene koordinate prelaze u izlomljene ravne poligonalne crte koje prolaze srednjom plohom elementa.

Tablica 3.1-1 prikazuje sve konačne elemente korištene u ovom radu i uključene u programski paket Femap/NX Nastran [8].

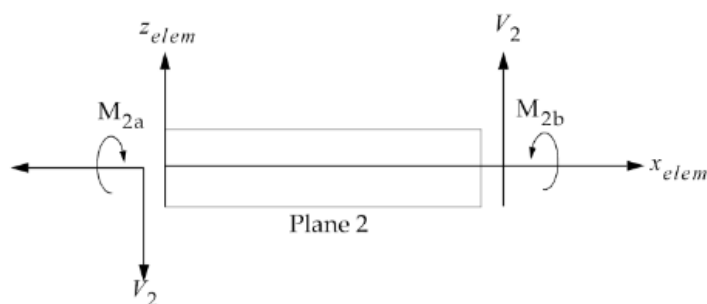
Element	Opis
CBAR	1D linijski element
CBEAM	1D linijski element
CROD	1D linijski element
CTRIA3	Osnovni trokutasti 2D element 1 reda
CTRIA6	Osnovni trokutasti 2D element 2 reda
CTRIAR	Osnovni trokutasti kruti 2D element
CQUAD4	Osnovni pravokutni 2D element 1 reda
CQUAD8	Osnovni pravokutni 2D element 2 reda
CQUADR	Osnovni pravokutni kruti 2D element
CTETRA	3D element s 4 čvorova (piramida)
CHEXA	3D element s 8 čvorova (prizma)

Tablica 3.1-1 Korišteni konačni elementi

Osnovni linijski elementi

Femap/NX Nastran razlikuje CBAR (slika 3.1-9), CBEAM i CROD elemente. Karakteristike štapnog (CBAR) elementa su:

- formulacija elementa dobivena je primjenom klasične teorije (poprečni presjek štapa ostaje nepromijenjen nakon deformiranja),
- štapovi mogu biti opterećeni poprečnim silama i momentima savijanja,
- kod opterećenja štapa savijanjem, uvijanjem i u pravcu uzdužne osi osnovne relacije teorije elastičnosti se dobivaju superpozicijom posebnih slučajeva opterećenja,
- štap mora biti ravan i prizmatičan,
- neutralna os se mora poklapati sa smičnom osi i
- os inercije se ne mora preklapati sa osi elementa.



Slika 3.1-9 Osnovni CBAR konačni element sa poprečnom silom i momentom savijanja [8]

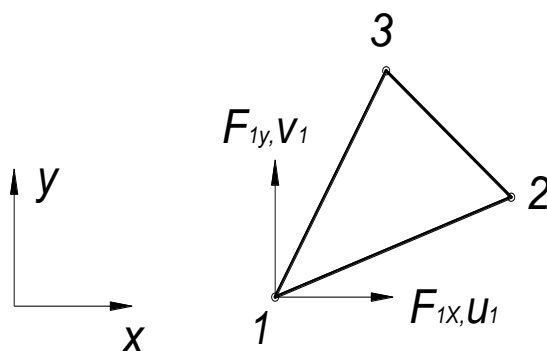
CBAR predstavlja najjednostavnije konačne elemente. Uz CBAR elemente upotrebljavaju se i CBEAM elementi koji sadrže sva svojstva CBAR elementa sa još dodatnim mogućnostima. Ta svojstva i mogućnosti su promjenjivi poprečni presjek elementa, neutralna os elementa koja se ne mora nužno poklapati sa smičnom osi, smična deformacija se uzima u obzir itd. CBEAM elementi mogu sadržavati sljedeće komponente sila:

- aksijalnu silu,
- smičnu silu u dvije ravnine,
- moment savijanja u dvije ravnine i
- moment uvijanja.

Nešto rjeđe, koriste se i CROD elementi, prizmatični elementi (konstantna svojstva po duljini) koji sadrže samo aksijalnu i torzijsku krutost elementa.

Osnovni trokutni element

Na slici 3.1-10 prikazan je trokutni konačni element s 3 čvora po 6 stupnjeva slobode. Izveden je superpozicijom osnovnog dvodimenzijskog elementa sa 6 stupnjeva slobode i nekonformnog pločastog elementa s 9 stupnjeva slobode. Funkcije koje opisuju tangencijalne komponente pomaka su linearne, a normalna komponenta pomaka mijenja se po paraboli trećeg reda. Osnovni trokutni element sadrži savojnu i membransku krutost.



Slika 3.1-10 Osnovni trokutni element s 18 stupnjeva slobode (CTRIA3)

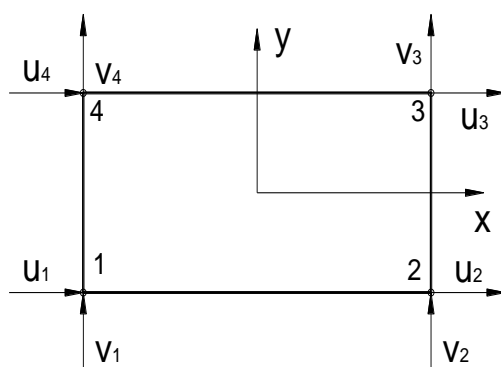
Stupnjevi slobode sadrže komponente translacije i rotacije:

$$V_i^T = [u_i \ v_i \ w_i \ \varphi_{ix} \ \varphi_{iy} \ \varphi_{iz}].$$

Osnovni trokutasti konačni elementi prvog reda (CTRIA3) imaju najmanju točnost rješenja i u praksi se izbjegava s njima modelirati. Pretežito se koriste kada nije moguće modelirati sa četverokutnim konačnim elementima (radi geometrije ili prijelaza sa grublje na finiju mrežu konačnih elemenata). CTRIA3 elementi bi trebali biti što pravilnijeg oblika i treba ih izbjegavati na mjestima od posebnog interesa (mjesto najvećeg naprezanja). Za veću točnost rješenja može se odabrati trokutasti konačni element drugog reda (CTRIA6).

Osnovni pravokutni element

Osnovni pravokutni element (CQUAD4) je konačni element sa 4 čvora. Formulacija CQUAD4 elementa bazira se na Mindlin-Reissnerovoj teoriji ljusaka. Ovi elementi ne daju elastičnu krutost za rotacijske stupnjeve slobode koja su na normali površine elementa. Superpozicijom matrica krutosti osnovnog pravokutnog dvodimenzijskog elementa s 8 stupnjeva slobode i nekonformnog pravokutnog pločastog elementa s 12 stupnjeva slobode, uz dodavanje rotacije oko normale na srednju ravninu dobiva se pravokutni element s 24 stupnja slobode prikazan na slici 3.1-11.

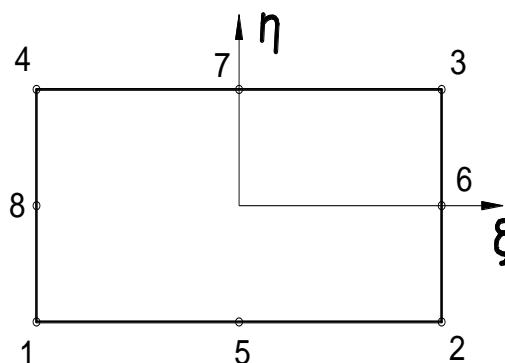


Slika 3.1-11 Osnovni pravokutni element s 24 stupnja slobode

CQUAD4 je najčešće korišten konačni element. Manje je točan od CQUAD8 elementa ali je numerički prikladniji zbog ukupno manjeg broja stupnjeva slobode. Preporuka je da se CQUAD4 elementima modeliraju ravne površine pravokutnog oblika. U slučaju da je površina jako zakrivljena trokutasti elementi mogu dati bolju točnost za istu veličinu mreže. Poželjno je da oblik CQUAD4 elementa bude što bliže kvadratnom obliku i da omjer stranica ne prelazi dopuštenu vrijednost (1:5). Poželjno da kut među stranicama pravokutnika bude 90°.

Pravokutni elementi višeg reda

Pravokutni element višeg reda CQUAD8 sadrži 4 čvora i još dodatna 4 čvora na stranicama pravokutnika. Pravokutni elementi višeg reda dijele se na Lagrangeove konačne elemente i Serendipity konačne elemente koji se češće primjenjuju jer imaju manji broj stupnjeva slobode.



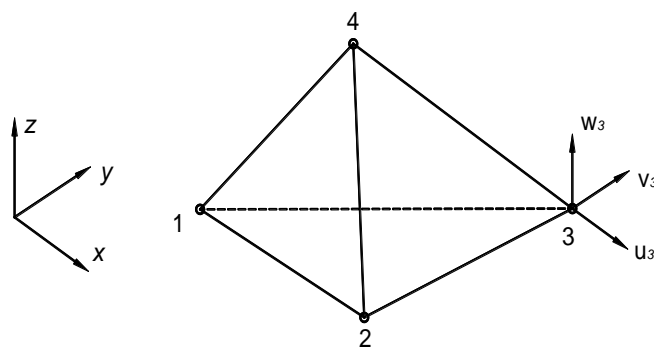
Slika 3.1-11 Pravokutni Serendipity element 2 reda (CQUAD8)

Funkcije oblika izvede se na temelju uvjeta da je njihov iznos jednak jedinici u čvoru na koji se odnose, a u ostalim čvorovima moraju biti jednake nuli. Za razliku od prethodnih elemenata, za Serendipity elemente prikladniji je bezdimenzijski koordinatni sustav. Za Serendipity element n -tog reda funkcija oblika za čvorove duž rubova između vrhova pravokutnika dobivaju se množenjem Lagrangeovih interpolacijskih polinoma n -tog stupnja u pravcu toga ruba i Lagrangeovih polinoma 1 stupnja u pravcu normale na rub.

CQUAD8 elementi su poželjni kada se modelira zakrivljena ploha (na primjer cilindar). Ovi tipovi elemenata su numerički zahtjevniji ali daju bolju točnost. Potencijalni nedostatak im je složenije generiranje mreže konačnih elemenata radi dodatnog međučvora pa se korištenje ovih elemenata preporuča samo kod zakrivljenih ploha. Kod ravnih ploha CQUAD4 daje zadovoljavajuće rješenje.

Osnovni tetraedarski element

Najjednostavniji konačni element za trodimenzijsku analizu kontinuuma osnovni je tetraedarski element (CTETRA) s 12 stupnjeva slobode prikazan na slici 3.1-12.

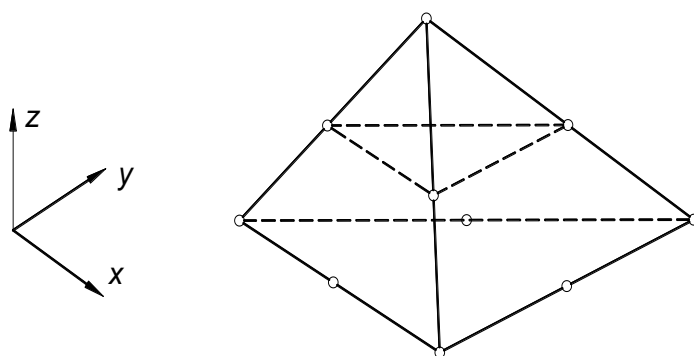


Slika 3.1-12 Osnovni tetraedarski konačni element

Raspodjela pomaka u elementu opisana je potpunim polinomima prvog stupnja. Raspodjela tenzora deformacije unutar elementa je konstantna. Polje naprezanja također je konstantno po volumenu elementa, dok je polje pomaka po plohama tetraedra raspodijeljeno linearno. Što se tiče formulacije elementa zadovoljeni su svi preduvjeti za monotonu konvergenciju rješenja. CTETRA elementi prvobitno se koriste za modeliranje kompleksne geometrije kada to nije moguće napraviti sa CHEXA elementima.

Tetraedarski element višeg reda

Dodavanjem čvorova osnovnom tetraedarskom elementu izvede se tetraedarski elementi višeg reda. Broj stupnjeva slobode tetraedarskog elementa drugog reda iznosi 30 odnosno element ima 10 čvorova i u svakom čvoru 3 stupnja slobode (Slika 3.1-13).

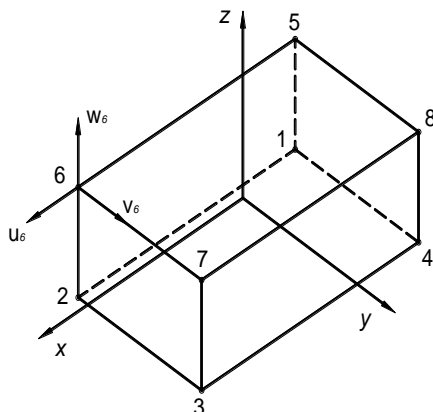


Slika 3.1-13 Tetraedarski element drugog reda

Polje pomaka opisano je funkcijama drugog reda. Kako je red funkcija koje opisuju raspodjelu deformacije i naprezanja za jedan niži od reda funkcija raspodjele pomaka, tetraedarski konačni element drugog reda može opisati linearno polje deformacija, a ako je element trećeg reda, polje deformacija je kvadratna funkcija. Funkcija raspodjele naprezanja istog su reda kao i funkcije raspodjele deformacija.

Osnovni prizmatični element

Veliku primjenu u trodimenzijskoj analizi imaju prizmatični konačni elementi (CHEXA). Najčešće se primjenjuju prizmatični elementi sa 8 čvorova po 3 stupnja slobode u svakom čvoru prikazan na slici 3.1-14.



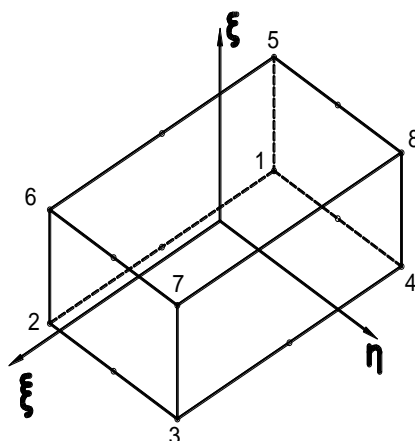
Slika 3.1-14 Osnovni prizmatični element s 24 stupnja slobode (CHEXA)

Raspodjela pomaka opisana je nepotpunim polinomom trećeg stupnja što omogućuje zadovoljavanje svih potrebnih kriterija za monotonu konvergenciju rješenja.

CHEXA elementima se preporuča modeliranje zbog svoje velike točnosti, s time da se posebno treba pripaziti da CHEXA konačni element bude što pravilnijeg oblika jer mu točnost opada s izvitoperenošću stranica elementa.

Prizmatični element višeg reda

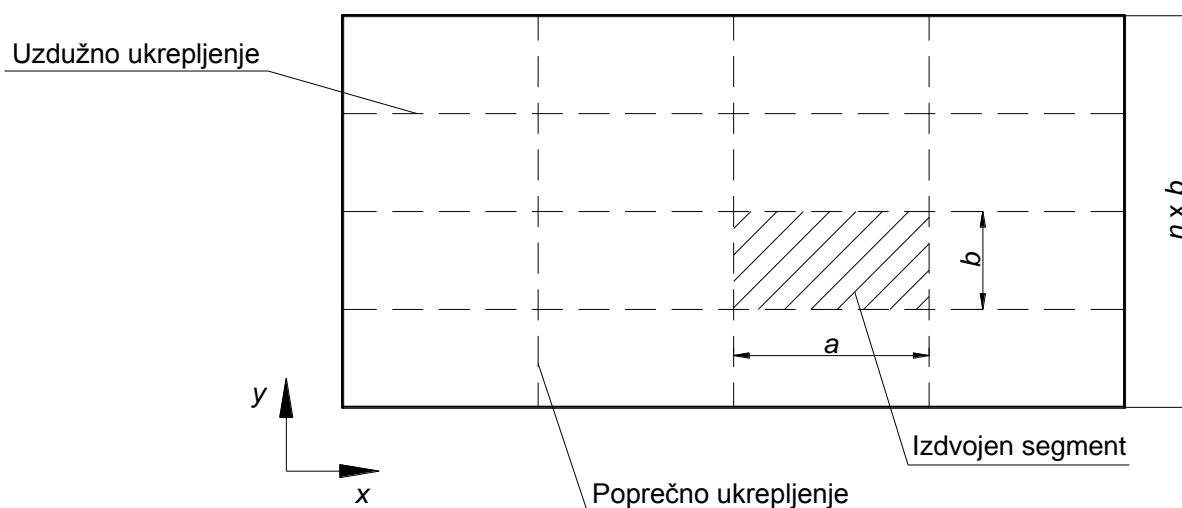
Prizmatični elementi višeg reda dijele se na Lagrangeove i Serendipity elemente, od kojih se češće koriste Serendipity elementi jer su im čvorovi raspodijeljeni samo uz duž bridova elementa, odnosno nema dodatnih čvorova na površini elementa. Na taj način je smanjen ukupan broj stupnjeva slobode elementa, što je bitna prednost jer se dolazi do bržeg numeričkog rješenja. Kao i kod dvodimenzijskih Serendipity elemenata koristi se bezdimenzijski koordinatni sustav:



Slika 3.1-15 Prizmatični element višeg reda

3.2 Analiza izvijanja

Izvijanje je pojava iznenadnog gubitka stabilnosti uslijed tlačnog opterećenja puno većeg od najvećeg dopuštenog tlačnog opterećenja koji materijal može podnijeti. Na pojavu izvijanja ne utječe čvrstoća same konstrukcije nego i krutost pojedinih njenih elemenata. Povećanjem debljine limova ili dodavanjem ukrepljenja u vidu traka, koljena ili profila bitno se smanjuje rizik od pojave izvijanja. Mogućnost pojave izvijanja je obrnuto proporcionalna težini i krutosti konstrukcije. U današnje vrijeme kada je izražena potreba za uštedom materijala, krutost konstrukcija se često smanjuje što direktno utječe na pojavu gubitka stabilnosti. Racionalnijim oblikovanjem i pouzdanijim metodama proračuna može se postići da konstrukcija bude što lakša, a da ne dođe do gubitka njene stabilnosti. U okviru ovoga rada analiza izvijanja provedena je sukladno CSR Pravilima [6], Poglavlje 6, Dio 3 gdje je opisan tipičan panel s uzdužnim i poprečnim ukrepljenjem, slika 3.2-1.



Slika 3.2-1 Ukrepljeni panel

Kako bi panel imao dostatnu otpornost na izvijanje, mora zadovoljiti sljedeći uvjet:

$$\left(\frac{|\sigma_x|S}{\kappa_x R_{eH}} \right)^{e1} + \left(\frac{|\sigma_y|S}{\kappa_y R_{eH}} \right)^{e2} - B \left(\frac{\sigma_x \sigma_y S^2}{R_{eH}^2} \right) + \left(\frac{|\tau|S\sqrt{3}}{\kappa_\tau R_{eH}} \right)^{e3} \leq 1.$$

Uz taj uvjet mora biti zadovoljno i:

$$\left(\frac{\sigma_x S}{\kappa_x R_{eH}} \right)^{e1} \leq 1,0 ; \quad \left(\frac{\sigma_y S}{\kappa_y R_{eH}} \right)^{e2} \leq 1,0 ; \quad \left(\frac{|\tau|S\sqrt{3}}{\kappa_\tau R_{eH}} \right)^{e3} \leq 1,0$$

gdje su:

σ_x, σ_y, τ – komponente normalnog i smičnog naprezanja koje se očitavaju iz numeričkog modela jaružara,

$\kappa_x, \kappa_y, \kappa_\tau$ – redukcijski faktori, prema Pravilu [6], ovise o slučaju izvijanja koji se provjerava,

R_{eH} – Granica razvlačenja (MPa),

B – faktor ovisan o vlačnom ili tlačnom naprezanju, tablica 3.2-1 i

e_i – eksponent definiran u tablici 3.2-1.

Eksponent e_i	Panel	
	Ravni panel	Zakrivljeni panel
e_1	$1 + \kappa_x^4$	1,25
e_2	$1 + \kappa_y^4$	1,25
e_3	$1 + \kappa_x \kappa_y \kappa_\tau^2$	2,0
B σ_x i σ_y pozitivni (tlačno naprezanje)	$(\kappa_x \kappa_y)^5$	0
B σ_x i σ_y negativni (vlačno naprezanje)	1	-

Tablica 3.2-1 Koeficijenti e_1, e_2 i e_3 i B [6]

S – faktor sigurnosti (iznosi 1,0; 1,1 ili 1,15 ovisno da li je otvor na panelu, da li je panel tanka, oplata itd).

Redukcijski faktori se očitavaju iz tablica, ovise o više parametara:

ψ – predstavlja omjer naprezanja $\psi = \sigma_2/\sigma_1$ gdje je σ_1 maksimalno tlačno naprezanje a σ_2 minimalno tlačno ili vlačno naprezanje,

α – omjer stranica, $\alpha = a/b$, slika 3.2-1,

$$\lambda - \text{vitkost } \lambda = \sqrt{\frac{R_{eH}}{K\sigma_e}},$$

K – faktor izvijanja (tablični podatak),

$$\sigma_e - \text{referentno naprezanje } \sigma_e = 0,9E \left(\frac{t}{b}\right)^2,$$

t – debljina panela u mm,

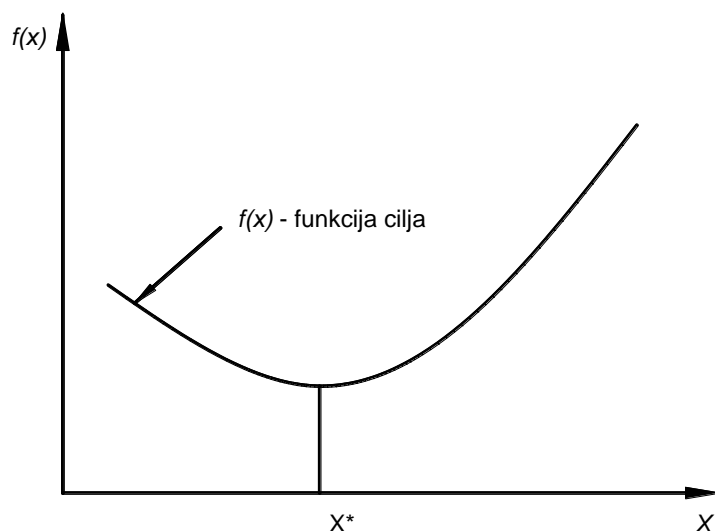
b – širina lima u mm,

F – korekcijski faktor zbog rubnih uvjeta;

n – broj panela.

3.3 Optimizacija konstrukcije

Optimizacija konstrukcija je znanstvena grana koja privlači sve više interesa zbog mogućnosti uštede materijala, a time i smanjenja ukupne cijene samoga proizvoda. Glavni cilj optimizacije je poboljšanje izvedbe konstrukcije promjenom vrijednosti varijabli (debljina stijenke, brojnost i vrsta pojačanja itd). Ciljevi optimizacije mogu biti različiti, ali u većini slučajeva cilj je minimizirati težinu uz zadane parametre i uvjete.



Slika 3.3-1 Minimum funkcije cilja

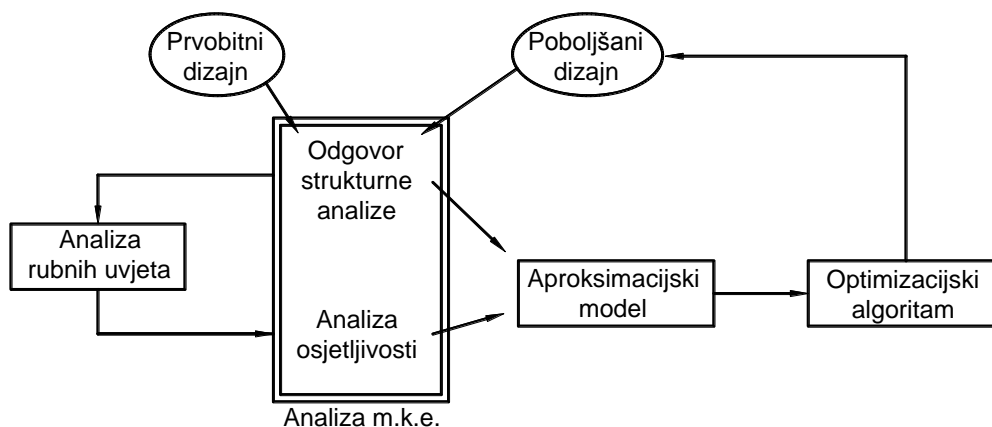
Slika 3.3-1 prikazuje funkciju cilja kojoj treba pronaći minimum na temelju poznatih vrijednosti $\{x_1, x_2, \dots, x_n\}$. X je vektor smjera koji sadrži parametre optimizacije. Ti parametri mogu biti debljina ljuske, poprečni presjek grede itd. Uz zadovoljenje minimuma neke funkcije treba zadovoljiti rubne uvjete i ograničenja. Rubni uvjeti i ograničenja definirani su kao:

$$g_j(x) \leq 0 \quad j = 1 \dots n_g,$$

$$h_k(x) = 0 \quad k = 1 \dots n_h;$$

$$x'_i \leq x_i \leq x''_i \quad i = 1 \dots n.$$

Funkcije ograničenja $g_j(x)$ i $h_k(x)$ mogu biti nejednake, jednake ili u zadanim granicama. Nejednake i jednake funkcije ograničenja odnose se na dopuštene vrijednosti, bilo da je to von Misesovo naprezanja ili pomak. Funkcija ograničenja u granicama (x_i) se odnose na vrijednosti parametara koji se variraju, kao što su donja i gornja granica debljine lima, omjer stranica profila, omjer promjera i debljine cijevi itd. Princip pronalaženja optimalnog rješenja u Femap/NX Nastran paketu prikazan je na slici 3.3-2.



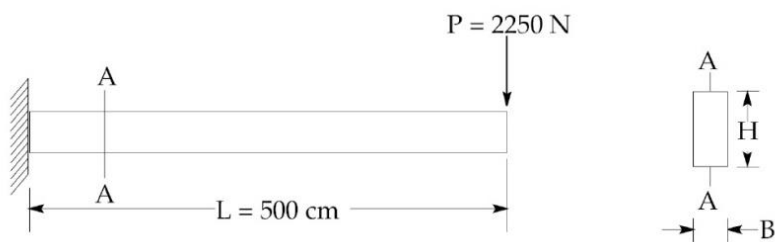
Slika 3.3-2 Koncept pronalaženja poboljšanog rješenja [9]

Do konačnog rješenja dolazi se iterativno, na sljedeći način:

- počinje se s inicijalnim modelom kod kojega je mreža konačnih elemenata dovoljno fina da dobro određuje polje naprezanja,
- definiraju se rubni uvjet. Rubni uvjeti mogu biti preuzeti sa globalnog modela, zavisi na kojoj razini se radi optimizacija,
- definira se cilj optimizacije,
- definiraju se ograničenja, minimalna i maksimalna debljina ploče, maksimalno dopušteno naprezanje ili pomak,
- provodi se studija osjetljivosti (eng. *design sensitivity*) kojoj je cilj varijacija svih parametara uzimajući u obzir zadana ograničenja,
- izlazni podaci studije osjetljivosti su ulazni podaci optimizacijskom algoritmu. Optimizacijski algoritmi se baziraju na mrežnim i bezmrežnim metodama, Newtonovoj metodi, Gradientnoj metodi, Hooke-Jeeves metodi, generičkom algoritmu i mnogim drugim metodama i
- provodi se nova statička analiza sa promijenjenim ulaznim parametrima. Po potrebi se može definirati više iteracijskih koraka u kojem se dolazi do boljeg i poboljšanog rješenja.

Femapov optimizacijski algoritam korišten u ovom radu je gradientno bazirani algoritam (eng. „*Gradient-based algorithm*“) koji određuje minimum funkcije (težine) na temelju gradijenta funkcije. Teoretska podloga i dodatne informacije o gradientnoj metodi i algoritmu može se pronaći u literaturi [10].

Na sljedećem jednostavnom primjeru je prikazan način kako se dolazi do optimalnog rješenja uz zadana ograničenja prikazana na slici 3.3-3.



Slika 3.3-3 Primjer optimizacije nosača [9]

Cilj je smanjiti volumen nosača:

$$V = L \cdot H \cdot B.$$

Funkcije ograničenja:

$$\sigma = \frac{6 \cdot P \cdot L}{B \cdot H^2} \leq 700,$$

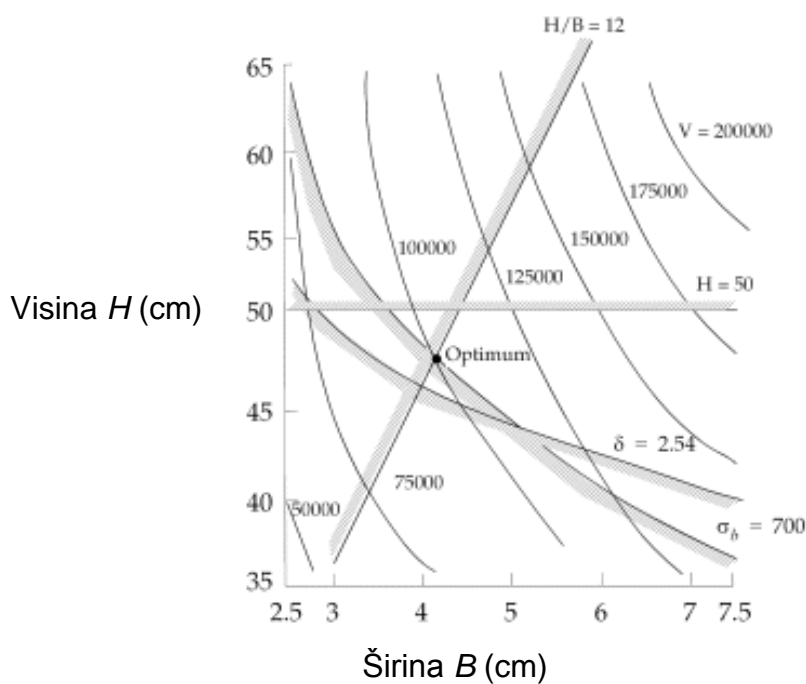
$$\delta = \frac{4 \cdot P \cdot L^3}{B \cdot H^3} \leq 2,54,$$

$$\frac{H}{B} < 12,$$

$$1 \leq B \leq 20 ;$$

$$20 \leq H \leq 50.$$

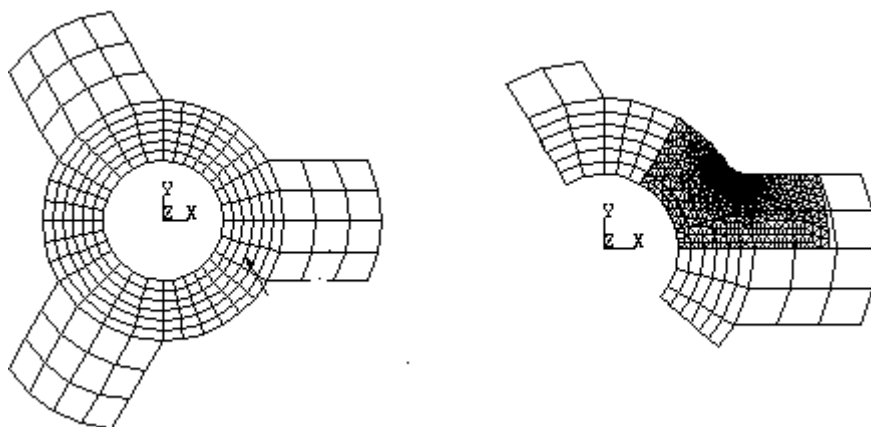
Na temelju parametara (funkcije ograničenja) i funkcije cilja određuje se optimalna točka (Slika 3.3-4) gdje je konačna dimenzija nosača $H \times B \times L = 47 \times 4,1 \times 500$ (cm).



Slika 3.3-4 Funkcije ograničenja i optimalna točka [9]

3.4 Metoda podmodeliranja

Metoda podmodeliranja se koristi kada određeni dio konstrukcije želimo detaljnije analizirati. Postupak se sastoji od toga da se od globalnoga modela modeliranog grubom mrežom konačnih elemenata preuzmu pomaci i ti pomaci se postave u drugi model (podmodel) kao rubni uvjet. Na taj način se detalj konstrukcije može modelirati sa puno finijom mrežom. Tako dobiveni modeli su numerički manje zahtjevni jer se ukupno koristi manje konačnih elemenata, i samo je dio konstrukcije koji nam je interesantan detaljnije opisan finijom mrežom konačnih elemenata. Slika 3.4-1 prikazuje globalni model i njegov podmodel:



Slika 3.4-1 Globalni model i podmodel [8]

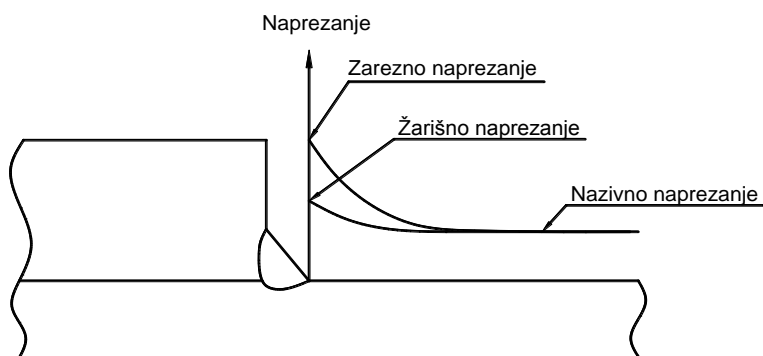
Podmodeliranje se bazira na St. Venantovom principu koji kaže da ako se stvarna raspodjela sile zamijeni sa statički ekvivalentnim sustavom, raspodjela naprezanja je promijenjena samo blizu mjesta gdje je sila postavljena, odnosno ako su granice podmodela dovoljno daleko od koncentracije naprezanja točni rezultati se mogu postići podmodeliranjem.

Postupak podmodeliranja kod Femap/NX Nastrana se vrši na sljedeći način:

- modelira se globalni model grubom mrežom konačnih elemenata,
- provodi se statička analiza globalnog modela i određuju pomaci globalnog modela,
- posebno se modelira lokalni model strukturnog detalja sa finijom mrežom konačnih elemenata (podmodel),
- na rubovima podmodela, odnosno rubovima kojima je podmodel vezan sa globalnim modelom postavlja se funkcija pomaka dobivena iz globalnog modela i
- provodi se statička analiza podmodela i dobiveni rezultati predstavljaju točnije rješenje.

3.5 Ekstrapolacija žarišnih naprezanja

Žarišno naprezanje, slika 3.5-1 je naprezanje koje se pojavljuje u točki diskontinuiteta konstrukcije, gdje se očekuje pojava koncentracije naprezanja, a geometrija zavora i postojanje zarezanog naprezanja pred vrhom zavora se zanemaruju (osim u slučaju modeliranja zavora volumnim elementima).



Slika 3.5-1 Naprezanje u okolini mjesta koncentracije naprezanja

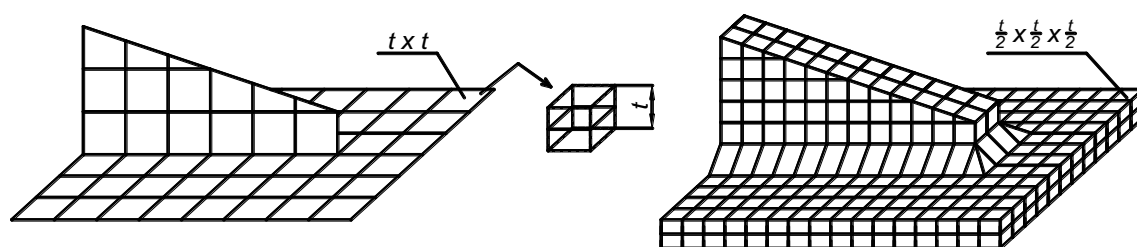
Nazivno naprezanje se definira kao opće naprezanje u konstrukcijskom elementu proračunato po teoriji čvrstoće na temelju primijenjenih opterećenja i karakteristika poprečnog presjeka elementa. Nazivna naprezanja se mogu računati metodom konačnih elemenata, ali osobitu pozornost treba posvetiti veličini mreže konačnih elemenata. Postojanje zavora ne uzima se u obzir pri određivanju ovih naprezanja.

Zarezna naprezanja pojavljuju se uslijed prisutnosti različitih vrsta zareza u strukturnom detalju. Zarežno naprezanje uključuje nazivno naprezanje, žarišno naprezanje i naprezanje na vrhu zavora. Pod zareznim naprezanjem podrazumijeva se lokalno povećano naprezanje u zarezu tj. na rubu zavora ili rubovima izreza. Zarežno naprezanje se određuje direktnim modeliranjem zavora volumnim elementima.

Za određivanje žarišnih naprezanja u modelima za analizu koncentracije naprezanja potrebno je da:

- mreža konačnih elemenata bude dovoljno fina kako bi što točnije opisala polje naprezanja i deformacije u okolini žarišnih točaka,
- naprezanja se određuju u Gaussovim točkama elemenata te ih je potrebno ekstrapolirati u točku diskontinuiteta geometrije i
- složena geometrija strukturnih detalja ponekad ne omogućuje jednostavnu ekstrapolaciju naprezanja te ih je potrebno ekstrapolirati ili procijeniti na neki drugi način.

Fina mreža lokalnih modela vrlo je osjetljiva na izbor vrste i veličine konačnih elemenata. Smanjivanjem dimenzija elemenata naprezanje može težiti beskonačnoj vrijednosti, stoga se određuje donja i gornja granica veličine elementa, a žarišna naprezanja se određuju ekstrapolacijom ili nekim drugim načinom. Mnoga klasifikacijska društva daju upute o tipu i veličinu konačnog elementa za procjenu žarišnog naprezanja. DNV registar [11] preporuča da se referentne točke nalaze na udaljenosti $t/2$ i $3t/2$ i da ne budu unutar istog elementa pri čemu je t debljina ploče, odnosno elementi za ekstrapolaciju naprezanja moraju biti veličine $t \times t$. Trodimenzijski elementi u slučaju eksplicitnog modeliranja zavora, mogu i biti manji, $t/2 \times t/2 \times t/2$.

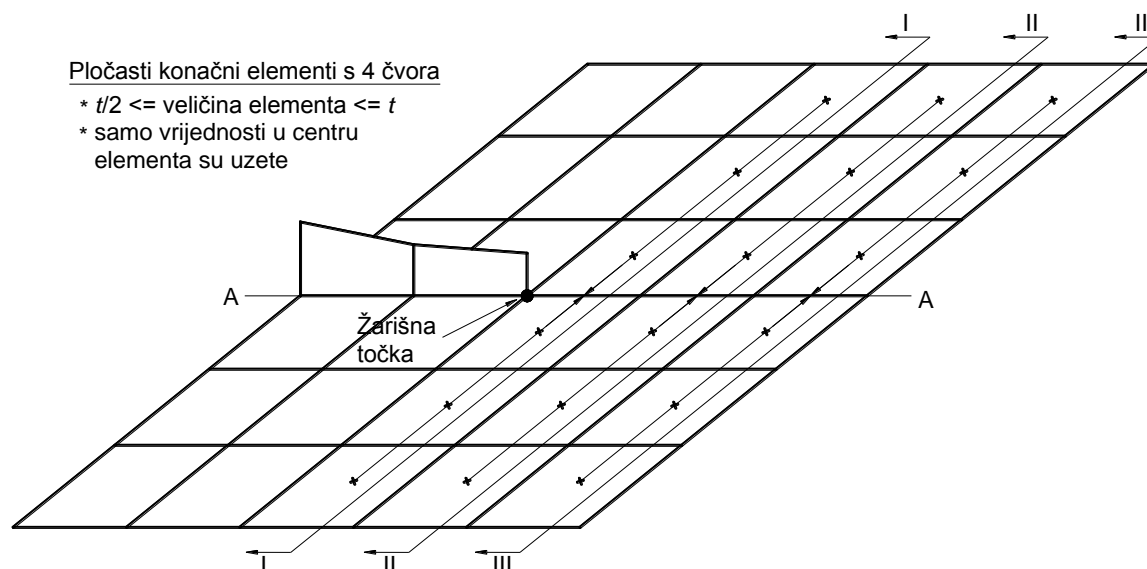


Slika 3.5-2 Veličina konačnih elemenata za mrežu 2D i 3D konačnih elemenata

Poželjno je i da gustoća mreže na mjestima koncentracije bude jednaka i da su elementi što pravilnijeg oblika, odnosno omjer dužine i širine manji od 3, maksimalno 5 te da je kut između stranica 60 do 120 stupnjeva.

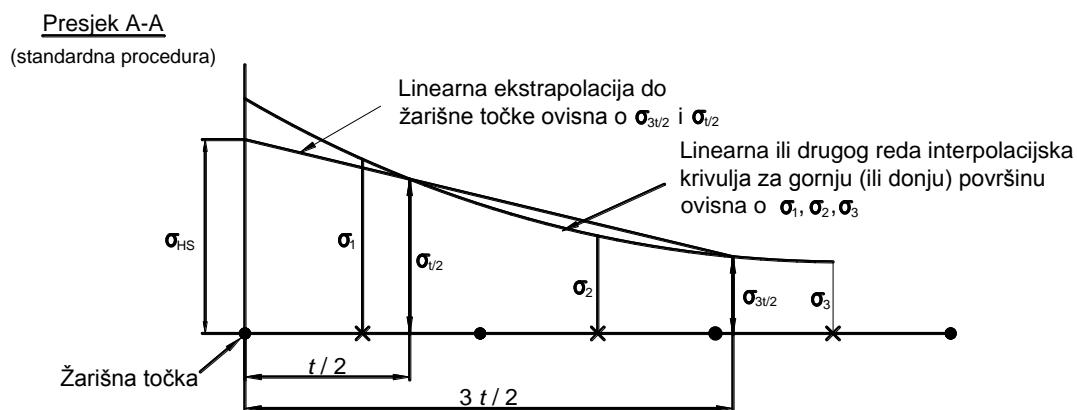
Kod standardnih proračuna uobičajeno se koriste dvodimenzijski elementi budući da omogućavaju određivanje žarišnih naprezanja dovoljnom preciznošću, modeliranje je jednostavnije i broj stupnjeva slobode nije prevelik.

Trodimenzionalni konačni elementi koriste se kada se žele odrediti zarezna naprezanja izravnim modeliranjem geometrije zavora. Pri tome se pojavljuje pitanje točnosti geometrije zavora, u jednakim kritičnim točkama istovrsnih strukturnih detalja geometrija zavora ne mora biti ista, a za pojedini strukturni detalj može i varirati njegovom dužinom. Uobičajeno se pri modeliranju odabiru srednje, odnosno teorijske vrijednosti geometrije zavora ili se zavar posebno modelira. Preporuča se modelirati sa pravokutnim konačnim elementima 2 reda, odnosno elementima sa 20 stupnjeva slobode koji imaju $2 \times 2 \times 2$ red integracije [12].



Slika 3.5-3 Žarišna točka i točke u središtima 2D konačnih elemenata [11]

Uobičajeno se provodi linearna, bilinearna ili kvadratična ekstrapolacija naprezanja (Slika 3.5-4). Ekstrapolacija se razlikuje za dvodimenzionalne i trodimenzionalne konačne elemente, no redovito ju je potrebno provesti za glavna naprezanja čiji je smjer okomit na pretpostavljeni smjer širenja pukotine.



Slika 3.5-4 Linearna i kvadratična ekstrapolacija [11]

Kvadratična ekstrapolacija se odvija u dva koraka: najprije linearna ekstrapolacija u točke na dodirnim stranicama elemenata i zatim kvadratična ekstrapolacija naprezanja u tim točkama u žarišno naprezanje. Ova ekstrapolacija redovito daje veću vrijednost žarišnog naprezanja zbog kvadratične aproksimacije polja naprezanja.

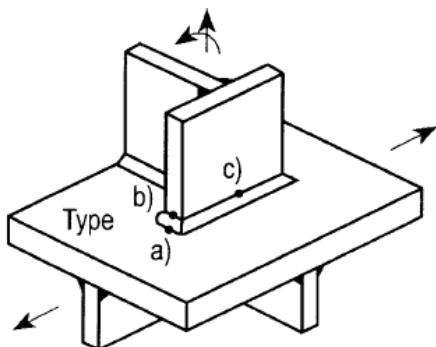
Ekstrapolacija naprezanja kod trodimenzionalnih konačnih elemenata ovisi o broju čvorova u konačnom elementu, vrsti elementa i vrsti analize koja se provodi i potrebi za uspoređivanjem rezultata. Uobičajeno je da se koriste prizmatični konačni elementi veličine debljine stjenke. U slučaju da geometrija strukturnog detalja ne omogućuje jasnu ekstrapolaciju žarišna je naprezanja potrebno odrediti drugačije.

Propisi klasifikacijskih društava rijetko daju upute za raznovrsne položaje i vrste kritičnih točaka te se procjena žarišnih naprezanja određuje intuitivno ili iskustveno. Pri tome se mogu koristiti niže navedene procjene žarišnog naprezanja:

- naprezanje dobiveno linearnom ekstrapolacijom u elemente duž ruba detalja,
- naprezanje u najbližem elementu ili čak čvoru elementa, ovaj način se koristi u slučaju kompleksnih prostornih detalja i
- naprezanje u pomoćnim štapnim konačnim elementima duž zakrivljenih rubova.

IIW (International Institute of Welding) [13] dijeli žarišna naprezanja na dvije vrste (Slika 3.5-5):

- 1) Tip a) i c), gdje je žarišno naprezanje poprečno na površinu ploče i
- 2) Tip b), gdje je žarišno naprezanje poprečno na rub ploče.



Slika 3.5-5 Tipovi žarišnih naprezanja [13]

Tip modela		Relativno fina mreža		Relativno gruba mreža	
		Tip a) i c)	Tip b)	Tip a) i c)	Tip b)
Veličina elementa	2D elementi	$t \times t$	10 x 10	$\leq 0,4 t \times t$	$\leq 4 \times 4 \text{ mm}$
	3D elementi	$t \times t$	10 x 10	$\leq 0,4 t \times t$	$\leq 4 \times 4 \text{ mm}$
Točke ekstrapolacije	2D elementi	0,5 t i 1,5 t Gaussove točke	5 i 15 mm Gaussove točke	0,4 t i 1,0 t u čvorovima	4, 8 i 12 mm u čvorovima
	3D elementi	0,5 t i 1,5 t Naprezanje na površini*	5 i 15 mm Naprezanje na površini*	0,4 t i 1,0 t u čvorovima	4, 8 i 12 mm u čvorovima
*Dobiva se linearnom ekstrapolacijom iz Gaussovih točaka po debljini elementa, pa onda linearnom ekstrapolacijom po površini do žarišne točke					

Tablica 3.5-1 Veličina elementa i točke ekstrapolacije prema IIW [13]

Tablica 3.5-1 je nastala na temelju laboratorijskih ispitivanja prema [14] i [15]. Odabir tipa ekstrapolacije ovisi o strukturnom detalju koji se analizira.

3.6 Zamor i dinamička izdržljivost brodskih konstrukcija

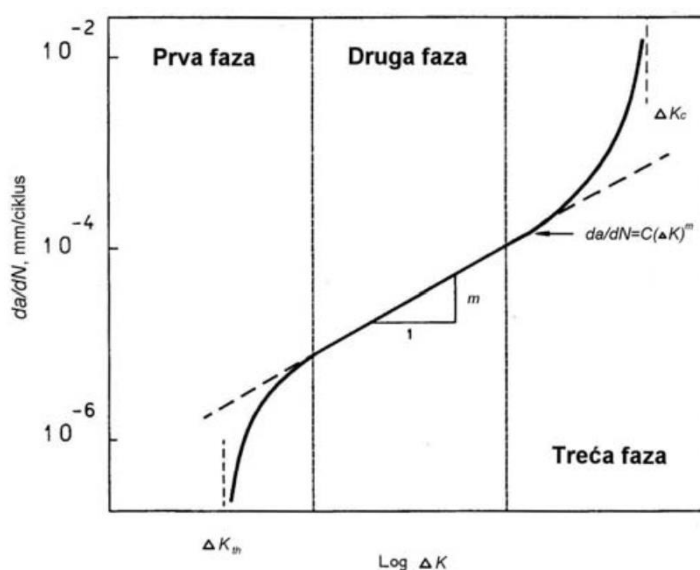
Metalne konstrukcije podvrgnute promjenjivom i cikličkom opterećenju mogu popustiti, a da nikada ne dožive projektna statička opterećenja. Takav se tip oštećenja konstrukcije naziva zamor materijala, a otpornost konstrukcije prema takvom obliku oštećenja naziva se dinamička izdržljivost. Zamor materijala je proces akumuliranja oštećenja, ciklus po ciklus, u materijalu koji uslijed izloženosti opterećenju doživljava promjenjiva (vlačna) naprezanja niža od granice razvlačenja. Do loma dolazi nakon određenoga broja promjena opterećenja, kada akumulirano oštećenje dosegne kritičnu razinu, odnosno kada preostali dio poprečnog presjeka više ne može podnijeti opterećenje. Proces zamora materijala sastoji se od 3 faze:

1. Začetka (stvaranja) pukotine,
2. Širenja (napredovanja, rasta) pukotine i
3. Konačnog loma (preostalog dijela poprečnog presjeka).

Začetak zamorne pukotine obično je lokalizirani fenomen koji ishodište ima u jednoj točki. Do nastajanja zamornih pukotina uglavnom dolazi na površini materijala, gdje je plastično deformiranje olakšano i koje se stoga može javiti pri nižim razinama naprezanja. Naprezanja u materijalu su nehomogena i obično su najveća na površini uslijed njene hrapavosti, prisutnosti oštećenja ili diskontinuirane geometrije konstrukcije. Brzina napredovanja pukotine ovisit će o otpornosti materijala na rast pukotine, što opisuje Paris-Erdoganov zakon rasta pukotine [16]:

$$\frac{da}{dN} = C \cdot \Delta K^m$$

gdje su C i m konstante materijala a ΔK koeficijent intenzivnosti naprezanja ovisan o primijenjenom opterećenju te duljini i obliku pukotine.



Slika 3.6-1 Nastajanje pukotine [16]

Kada se površina poprečnog presjeka smanji toliko da nosivi dio presjeka više ne može podnijeti opterećenja dolazi do konačnog popuštanja. Ono se može javiti preko tri osnovna mehanizma: krtog loma, žilavog loma i plastičnog popuštanja, ovisno o žilavosti materijala, opterećenju, temperaturi, itd. Relativno trajanje tri faze napredovanja pukotine ovisi o mnogo varijabli kao što su svojstva materijala, geometrija pukotine, krutost konstrukcije, amplitude naprezanja, održavanje konstrukcije itd. Cilj analize zamora je osigurati postojanje takve konstrukcije kojoj će vrijeme kompletiranja opisane tri faze rasta pukotine uvijek biti veće od predviđenog vijeka trajanja konstrukcije.

Tri su osnovne metode analize zamora: metoda kumulativnog oštećenja ili metoda S-N krivulja (Wöhlerovih krivulja), mehanika loma i vjerojatnosna metoda procjene pouzdanosti.

Metoda kumulativnog oštećenja zasniva se na korištenju S-N krivulja. Te krivulje nastaju na osnovi rezultata eksperimenata mjerenjem zamornog vijeka detalja za određenu razinu naprezanja i broj ciklusa kod kojeg nastupa oštećenje. Testovi se provode za različite klase strukturnih detalja i svakoj od njih pripada odgovarajuća S-N krivulja. U ovom završnom radu primijenjena je ta metoda i ona će naknadno biti detaljnije opisana.

Mehanika loma pretpostavlja postojanje inicijalne pukotine, a njen rast predstavlja porast zamornog oštećenja. Cilj mehanike loma je ustanoviti zakon rasta pukotine i na osnovu tog podatka predvidjeti preostali zamorni vijek strukturnog detalja s pukotinom. Koeficijent koji povezuje lokalno stanje naprezanja i deformacije u okolini vrška pukotine naziva se koeficijent intenzivnosti naprezanja. Brzina širenja pukotine ovisi o tom koeficijentu.

Vjerojatnosna metoda procjena pouzdanosti primjenjuje se u kombinaciji sa metodom S-N krivulja i mehanikom loma. U prvom slučaju vjerojatnosna analiza provodi se u projektnoj fazi, dok se u drugom slučaju procjena preostalog zamornog vijeka zasniva na mehanici loma i provodi nakon inspekcijskog pregleda. U oba slučaja se određuje rizik oštećenja i na temelju njega se procjenjuje da li je rizik oštećenja ispod dopuštenih vrijednosti.

Metoda analize zamora pomoću S-N krivulja

S-N krivulje prikazuju ovisnost dinamičke izdržljivosti o opsegu nazivnih naprezanja. Dinamička izdržljivost se pri tom definira kao broj ciklusa naprezanja jednake amplitude koji su potrebni da dođe do pucanja epruvete prilikom provođenja eksperimenta. S-N krivulje se mogu opisati sljedećim izrazom:

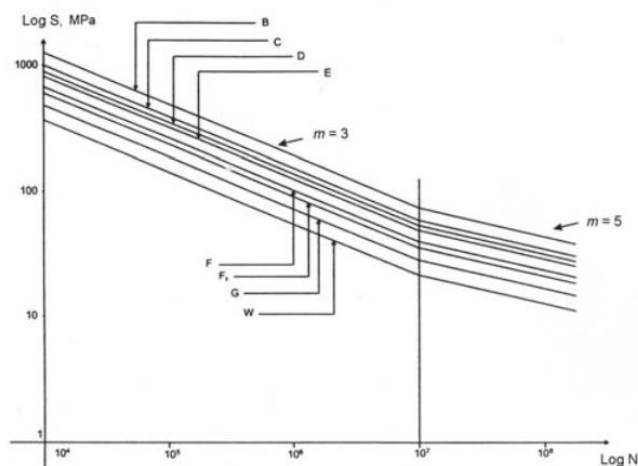
$$\sigma^m \cdot N = K_{50}.$$

Index 50 označava vjerojatnost loma od 50%, pri čemu je pola uzoraka puklo pri nešto većemu, a pola uzoraka pri manjem cikličkom opterećenju. σ je nominalno naprezanje, N je broj ciklusa do loma a m definira nagib S-N krivulje.

Tradicionalni pristup određivanja zamornog vijeka temelji se na podjeli strukturnih detalja u klase pri čemu svakoj klasi pripada odgovarajuća standardna S-N krivulja. Praktičniji pristup jest korištenje univerzalnih S-N krivulja koje vrijede za svaki strukturni detalj i izračunata žarišna naprezanja u njima.

Standardne S-N krivulje kojima se određuje dinamička izdržljivost strukturnih detalja brodske konstrukcije se dijele u dvije grupe: UK Den (HSE) S-N krivulje i IIW S-N krivulje (International Institute of Welding) [17].

Osnovne UK Den (HSE) krivulje čine familiju krivulja od 8 S-N krivulja označenih slovima B, C, D, E, F, F₂, G i W. Svaka od tih krivulja odnosi se na jednu od klasa strukturnih detalja.



Slika 3.6-2 HSE S-N krivulja [17]

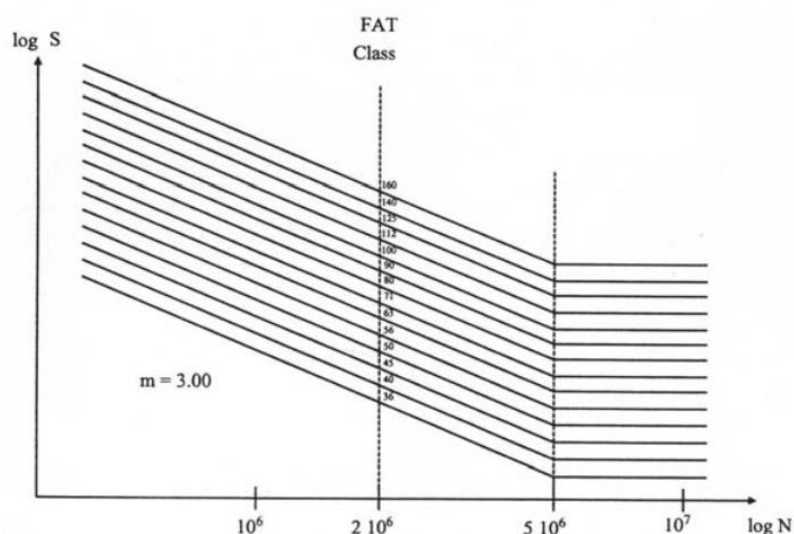
Tipični zavareni spojevi u brodskim konstrukcijama podijeljeni su u 6 kategorija:

- detalji bez zavarenih dijelova,
- kontinuirani zavar paralelan sa smjerom naprezanja,
- poprečni stični zavar,
- zavareni spoj na površini ili rubu napregnutog detalja,
- zaobljeni i stični T-zavar koji prenosi opterećenje i
- detalji na zavarenim nosačima.

Unutar odgovarajuće kategorije odabire se S-N krivulja za određenu klasu detalja. Svih 8 krivulja imaju dva nagiba pri čemu konstanta nagiba ima vrijednost $m = 3$ za $N \leq 10^7$ i $m = 5$ za $N > 10^7$. Konstanta c je specifična za svaku krivulju.

UK Den (HSE) krivulje odnose se na nekorozivnu sredinu i osiguravaju vjerojatnost preživljavanja strukturnog detalja od 97,5% (odnosno dvije standardne devijacije ispod srednje linije eksperimentalnih S-N krivulja).

IIW S-N krivulje sadrže familiju od četrnaest S-N krivulja za različite vrste zavarenih spojeva na osnovi zamorih ispitivanja konstantne amplitude naprezanja i uz kriterij nazivnih naprezanja.



Slika 3.6-3 IIW S-N krivulje [17]

IIW krivulje obuhvaćaju niz različitih utjecaja:

- koncentraciju naprezanja u detalju (djelomično),
- lokalnu koncentraciju naprezanja uslijed prisutnosti zavarenog spoja,
- veličinu i oblik nesavršenosti zavarenog spoja (djelomično),
- smjer naprezanja,
- način metalurške obrade,
- vrstu zavarivačkog postupka,
- kontrolu kvalitete (ukoliko postoji) i
- naknadnu obradu zavarenih spojeva (ukoliko postoji).

Kao i kod UK Den (HSE) krivulja svaka IIW S-N krivulja se odnosi na određenu klasu strukturnih detalja podijeljenih u više kategorija. Krivulje se razlikuju prema zamornoj izdržljivosti detalja pri $2 \cdot 10^6$ ciklusa naprezanja. Odnose se na nekorozivnu sredinu i vjerojatnost preživljavanja od 95%. Nagib krivulje mijenja se pri $5 \cdot 10^6$ ciklusa naprezanja i iznosi $m = 3$ za $N \leq 5 \cdot 10^6$, odnosno $m = 5$ za $N > 5 \cdot 10^6$.

Univerzalne S-N krivulje se primjenjuju kod nestandardnih detalja koji nisu obuhvaćeni standardnim S-N krivuljama. Korištenje ovih krivulja zasniva se na određivanju faktora koncentracije naprezanja i zareznihi vrijednosti naprezanja.

Univerzalne S-N krivulje izvode se iz standardnih S-N krivulja pomoću odgovarajućih modifikacija.

3.7 Nelinearna analiza

Linearna analiza naprezanja i deformacija konstrukcije zasnivala se na pretpostavci da se materijal ponaša sukladno Hookovom zakonu, odnosno da su deformacije relativno male i ostaju u granicama linearnih elastičnih deformacija. Dodatno tome, pretpostavlja se da rubni uvjeti ostaju nepromijenjeni uslijed djelovanja opterećenja. Na temelju tih pretpostavki, dolazi se do jednadžbe:

$$\mathbf{K} \mathbf{U} = \mathbf{R}$$

koja opisuje sustav jednadžbi za linearnu statičku analizu. \mathbf{K} je matricu krutosti, \mathbf{U} je matrica vektor pomaka a \mathbf{R} je matrica opterećenja.

U slučaju da ne postoji linearna veza između matrica u gornjoj jednadžbi govorimo o nelinearnoj analizi. U praksi ima mnogo slučajeva gdje ta linearna ovisnost ne postoji. Kod nelinearne analize, opterećenje materijala prelazi preko granice elastičnosti kada prestaje vrijediti linearna zavisnost između naprezanja i deformacija. Zato se raspodjela naprezanja u opasnom presjeku, u trenutku kada konstrukcija postane neupotreblija, odnosno kada izgubi sposobnost opiranja djelovanju vanjskih sila, može znatno razlikovati od one koju daju formule o nauci o čvrstoći. Naime do loma konstrukcije neće doći ako je naprezanje doseglo granicu razvlačenja. Opterećenje može i dalje rasti, a ako je konstrukcija statički neodređena, onda ona ima još rezerve do graničnog napregnutog stanja. Postizanje graničnog napregnutog stanja u jednoj točki neće izazvati njegovo izbacivanje iz uporabe ako materijal ima makar i u manjoj mjeri plastična svojstva. Slom elementa konstrukcije nastupit će tek onda ako se gotovo sve točke opasnog presjeka nalaze u graničnom napregnutom stanju. U slučaju statički određenih konstrukcija sposobnost nošenja se gubi postizanjem graničnog stanja u prvoj kritičnoj točki konstrukcije jer tada dolazi do pojave kinematskog mehanizma. Općenito ako je statički sustav n puta statički neodređen, onda se pojavom n graničnih točaka pretvara u statički određen koji je stabilan i koji i dalje može preuzeti opterećenja. Da bi statički neodređen sustav postao statički labilan, potrebno je da se u njemu pojavi $n+1$ graničnih točaka.

Kod metode konačnih elemenata nelinearnost je opisana jednačinom:

$$R(d) = F,$$

gdje su:

F – vektor vanjskih sila i

$R(d)$ – sustav nelinearnih jednačina.

Na temelju prethodnog razmatranja, nelinearnost je klasificirana na tri podjele:

- materijalna nelinearnost,
- geometrijska nelinearnost i
- granična nelinearnost – koristi se kod analize kontakata.

Pri nelinearnoj statičkoj analizi metodom konačnih elemenata, opterećenje je definirano vremenskom funkcijom. Jako mali vremenski koraci potrebni su da bi se simulirao nelinearni odziv konstrukcije koja se analizira. Odabir vremenskog koraka ovisi o veličini i gustoći mreže, sitniji elementi znače manji vremenski korak što znači duže vrijeme računanja. Vremenski korak za pločaste elemente određen je jednačinom [18]:

$$\Delta t = \frac{L_s}{c},$$

gdje su Δt vremenski korak, L_s karakteristična duljina konačnog elementa a c je brzina zvuka u materijalu. Brzina zvuka c je funkcija Youngovog modula elastičnosti, gustoće materijala i Poissonovog faktora:

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho \cdot (1 - \nu^2)}}.$$

Karakteristična duljina L_s određena je jednačinom:

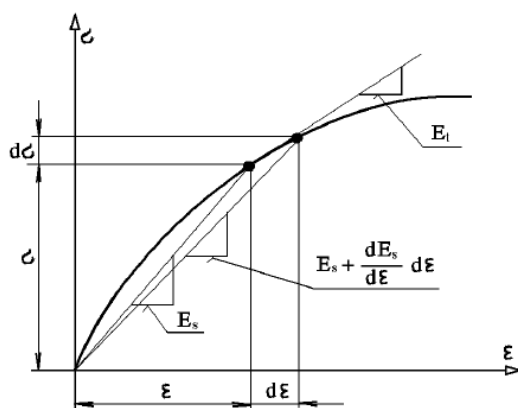
$$L_s = \frac{(1 + \beta) \cdot A_s}{\max(L_1, L_2, L_3, (1 - \beta) \cdot L_4)},$$

gdje je β jednako 0 za kvadratične konačne elemente i 1 za trokutaste, A_s je površina elementa, a L_i ($i = 1..4$) je duljina stranica konačnog elementa.

Softverski paket LS Dyna u mogućnosti je odrediti odgovarajući vremenski korak na temelju gustoće mreže i ostalih parametara definiranih u prethodnim jednačinama.

Materijalna nelinearnost

Pod materijalnom nelinearnošću podrazumjeva se nelinearna ovisnost između naprezanja i deformacije. Glavna pretpostavka materijalne nelinearnosti je da su pomaci i deformacije mali jer tada se može uzeti da je volumen u deformiranom stanju približno jednak volumenu u početnom, nedeformiranom stanju. Tipičan nelinearni elastični model prikazan je na slici 3.7-1.



Slika 3.7-1 Nelinearni elastični model [19]

Nelinearnost materijala se formulira kao:

$$\sigma = E_s(\varepsilon)\varepsilon,$$

gdje su naprezanja i deformacije definirani preko modula elastičnosti E_s .

Materijalni modeli se dijele na:

- nelinearno elastične,
- hiperelastične,
- elastoplastične,
- viskoelastične i
- viskoplastične.

Za svaki nelinearni elastični materijalni model odnos između naprezanja i deformacije je definiran kao:

$$d\sigma = D_T d\varepsilon,$$

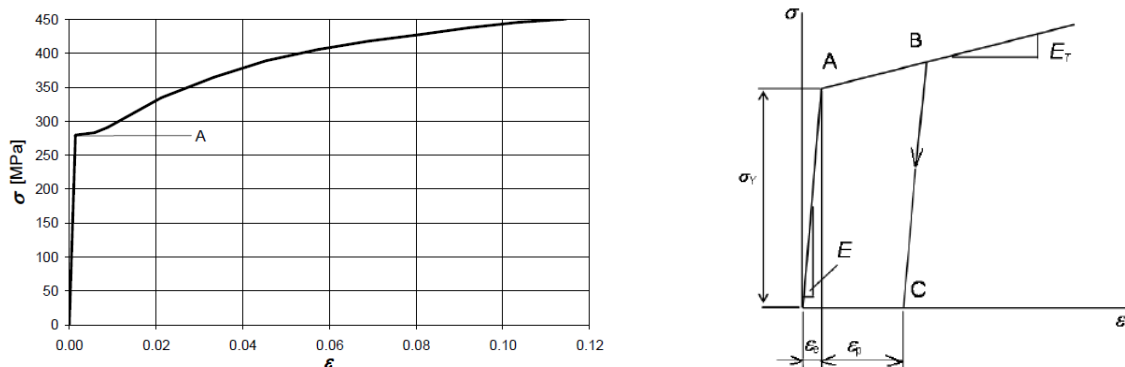
gdje je matrica D_T funkcija deformacija ε . Karakteristika nelinearnih elastičnih modela je da opterećenje i rasterećenje idu po istoj krivulji.

Kod hiper-elastičnog materijala (elastomeri, gume, plastika, opruge itd.) odnos između inkrementa naprezanja i deformacije definiran je modulom elastičnosti E_t :

$$d\varepsilon = E_t(\varepsilon) d\sigma.$$

Hiperelastične modele karakteriziraju velike deformacije koje se prestankom djelovanja sile vraćaju u prvobitni položaj.

Elastoplastični materijalni model je tipični materijalni model koji se koristi u analizi brodske strukture. Slika 3.7-2 prikazuje dijagram rastezanja standardnog brodograđevnog čelika i njegovog idealiziranog elastično linearno očvršćujućeg materijalnog modela. Kao što se iz slike 3.7-2 da zaključiti nagib krivulje u elastičnoj zoni je definiran modulom elastičnosti E , dok područje iza granice razvlačenja predstavlja plastično područje i definiran je manjim nagibom E_T . Granicu između elastičnog i plastičnog ponašanja materijala određuje von Misesov ili Trescinin kriterij tečenja. Razlika među ovim kriterijima je najviše 15%. U ovom radu korišten je idealiziran elastoplastični materijalni model.



Slika 3.7-2 Standardni brodograđevni čelik i pripadni elastoplastični model [19]

Kod viskoelastičnih materijalnih modela naprezanje ovisi o deformaciji i brzini deformacije. Brzina deformacije se ne uzima u obzir pri klasičnim statički opterećenim konstrukcijama. Viskoelastični materijalni modeli se koriste za modeliranje puzanja (promjena deformacije s vremenom) i relaksacije (promjena naprezanja s vremenom). Ovakvi modeli se koriste pri analizi konstrukcija čiji se pretežiti dio vijeka nalazi u zagrijanom stanju (parne i plinske turbine, kotlovi itd.)

Geometrijska nelinearnost

Geometrijska nelinearnost se javlja kada su pomaci i deformacije tako veliki da rad unutarnjih sila koji se računa kao integral preko volumena tijela nije moguće odrediti jer nije poznat oblik i dimenzije volumena tijela u ravnotežnom deformiranom stanju.

Geometrijska nelinearnost koristi se pri analizi problema koje uključuju velike deformacije i rotacije. Primjer takvog problema je oblikovanje metala deformiranjem. Za dobivanje jednadžbi nelinearnosti koristi se princip virtualnih pomaka. Za strukturu sa jednim stupnjem slobode, samo jedan virtualni pomak δu je moguć odnosno virtualni pomak ima formu:

$$\int_V \sigma \delta \varepsilon_G dV = P \delta u,$$

gdje je:

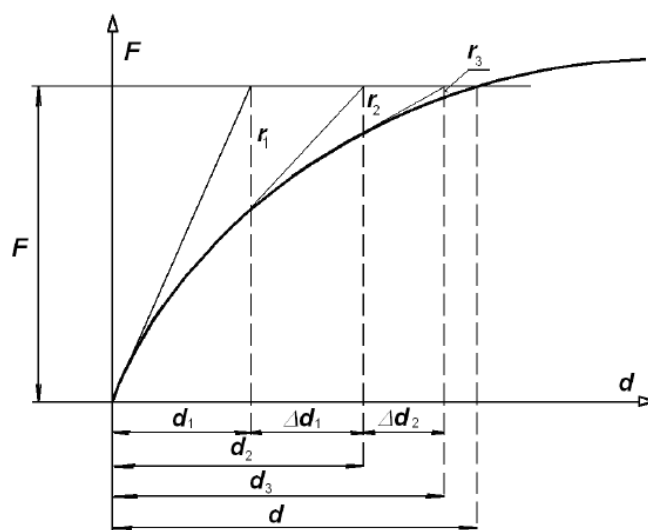
$\delta \varepsilon_G$ – virtualna deformacija,

δu – virtualni pomak i

P – vanjsko opterećenje.

Metode koje se koriste za rješavanje prethodne jednadžbe su:

- inkrementalna metoda, opterećenje se inkrementalno dijeli na manja opterećenja i onda se linearno aproksimira,
- Newton-Raphson metoda, kombinira se s inkrementalnom metodom s dodatkom da se ostatnom (rezidualnom) silom r popravljaju rješenja,
- kvazi-Newtonova metoda,
- Lagrangeova formulacija.



Slika 3.7-3 Standardna Newton-Raphsonova metoda [19]

Slika 3.7-3 prikazuje standardnu Newton – Raphsonovu metodu često korištenu i implementiranu u softverske pakete. Newton-Raphsonova metoda je iterativna metoda gdje se do rješenja jednadžbe dolazi korištenjem rezidualne sile r . Postupak se sastoji od određivanja funkcije, njene prve derivacije i na temelju pretpostavljenje početne varijable d_0 dobije se d_i varijabla koja zadovoljava rješenje. Iterativni korak opisan je jednadžbom:

$$d_i = d_0 - \frac{f(x)}{f'(x)}$$

Gdje je $f(x)$ funkcija ovisnosti sile F i pomaka d_i a $f'(x)$ njena prva derivacija. U smislu geometrijske nelinearnosti varijabla d_i predstavlja traženi pomak s obzirom na početni pomak d_0 pri nekoj drugoj sili F .

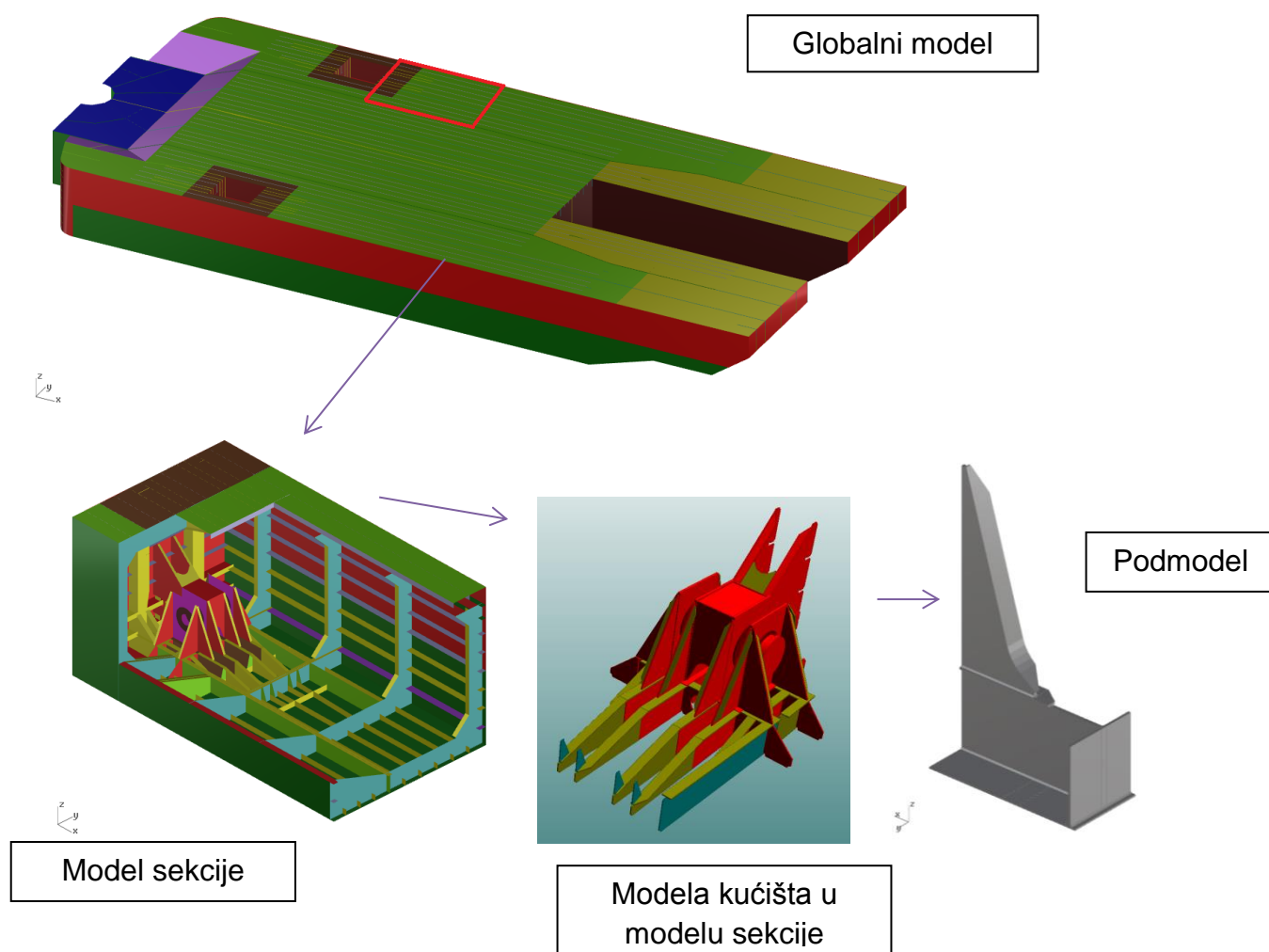
Općenito kada se govori o formulaciji geometrijske nelinearnosti, koriste se ove dvije formulacije:

- potpuna Lagrangeova formulacija i
- nadopunjena Lagrangeova formulacija.

Potpuna Lagrangeova formulacije se koristi kada su rotacije i pomaci veliki, a deformacije male. Ova formulacija je primjenjiva kod linearnih i nelinearnih ponašanja materijala. Nadopunjena Lagrangeova formulacija se koristi kod velikih plastičnih deformacija. Odabir formulacije ovisi o problemu koji se analizira. Obje formulacije spadaju pod inkrementalne. Razlika među ovim formulacijama je odabiru koordinatnog sustava. Potpuna Lagrangeova formulacija koristi početni koordinatni sustav sa početnim nedeformiranim volumenom, dok nadopunjena koristi trenutni koordinatni sustav sa promijenjenim volumenom u svakom novom koraku. Stoga je nadopunjena Lagrangeova formulacija je numerički zahtjevnija jer u svakom koraku iznova računa derivacije što je čini sporijom metodom.

4. Numerički model jaružara

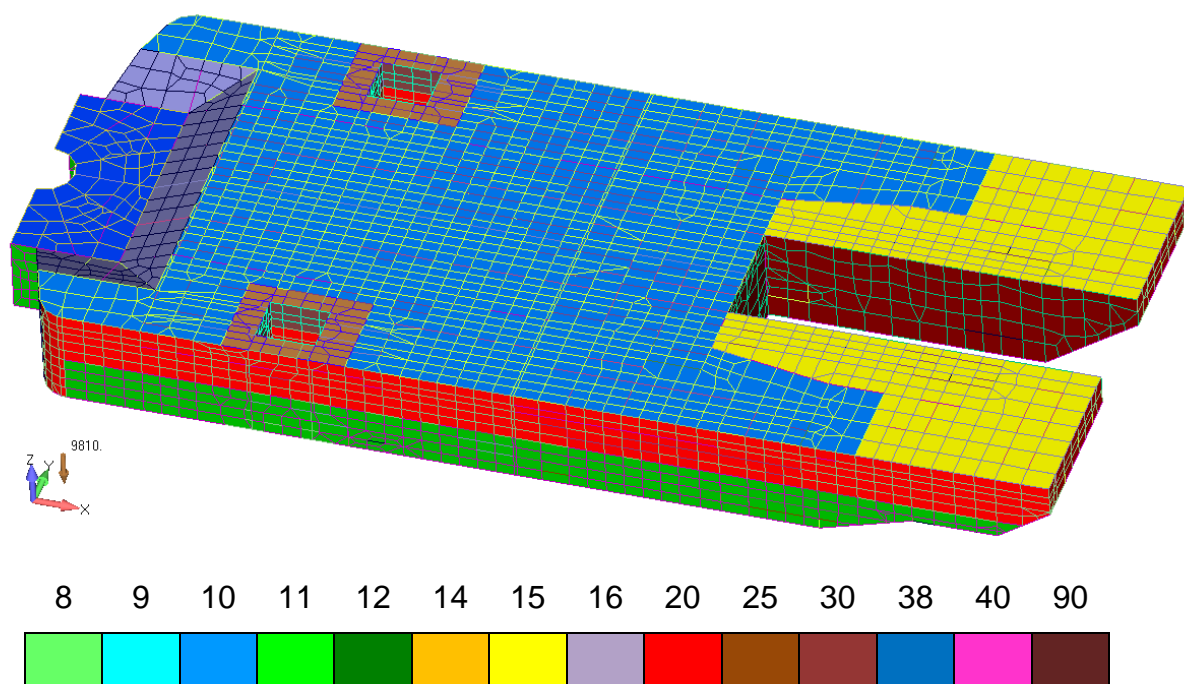
Numerički modeli rađeni su po „top-bottom“ principu pri čemu je prvo modeliran globalni model jaružara, zatim je izdvojen dio sekcije koji je modeliran sitnijom mrežom konačnih elemenata, a pomaci sa globalnog modela su preuzeti i postavljeni na sekcijski model. U modelu sekcije nalazi se kućište kolotura koje je modelirano sa još sitnijom mrežom. Iz sekcijskog modela izdvojena su još dodatna dva detalja – podmodeli koji su detaljizirani i opisani u poglavlju 9 ovoga rada. Vizualna predodžba i sistematizacija prethodno opisanih numeričkih modela može se vidjeti na slici 4-1.



Slika 4-1 Sistematizacija numeričkih modela

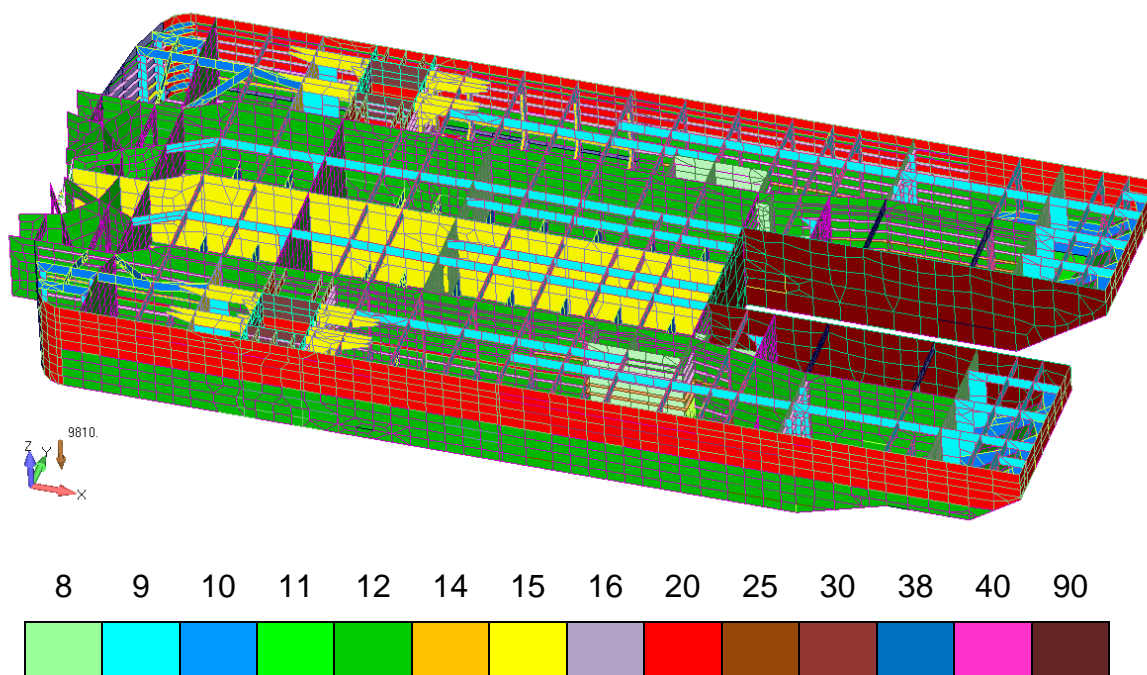
4.1 Globalni model

Općenito, globalni modeli odlikuju se grubom mrežom konačnih elemenata. Veličina mreže ovisi o obliku konstrukcije, razmaku između profila, veličini ukrepa, položaju i dimenzijama otvora i drugih značajkama primarnih elemenata konstrukcije. Globalni model se radi kako bi se obuhvatila krutost cijelog broda s ciljem određivanja nazivnih naprezanja u primarnim strukturnim elementima. Globalni model često se modelira sa tehnikom superelemenata. Moguće je modelirati samo polovicu broda s tim da se na simetrali definiraju odgovarajući uvjeti simetrije (pod uvjetom da je brod simetričan). Pristup definiranja globalnog modela dan je u Pravilima pripadnog Registra [11] koji kaže da se globalni model može raditi sa relativno grubom mrežom, ukrepljeni paneli se mogu modelirati sa anizotropnim elementima. Korištenje kombinacije pločastih i grednih elemenata se mogu koristiti kada se modeliraju profili i upore. U slučaju da se nastoje odrediti lokalna naprezanja u određenom dijelu globalnog modela, potrebno je taj dio modelirati finom mrežom konačnih elemenata s time da prijelazni elementi s grube na finu mrežu budu što pravilnijeg oblika, Slike 4.1-1 i 4.1-2 prikazuju globalni model jaružara sa dimenzijama čeličnih limova u mm.



Slika 4.1-1 Globalni model jaružara, debljine strukturnih elemenata u mm

U globalni modelu jaružara uključeni su svi bitni elementi strukture plovila (uzdužne i poprečne pregrade, bočni i uzdužni nosači na palubi, puna rebrenica, okvirna rebra, koljena, oplata dna i boka, tankovi, uzdužnjaci oplata dna, boka i palube, trake). Koljena, trake, temelji raznih uređaja, otvori koji nisu od bitnijeg značaja za analizu isključeni su iz modela.

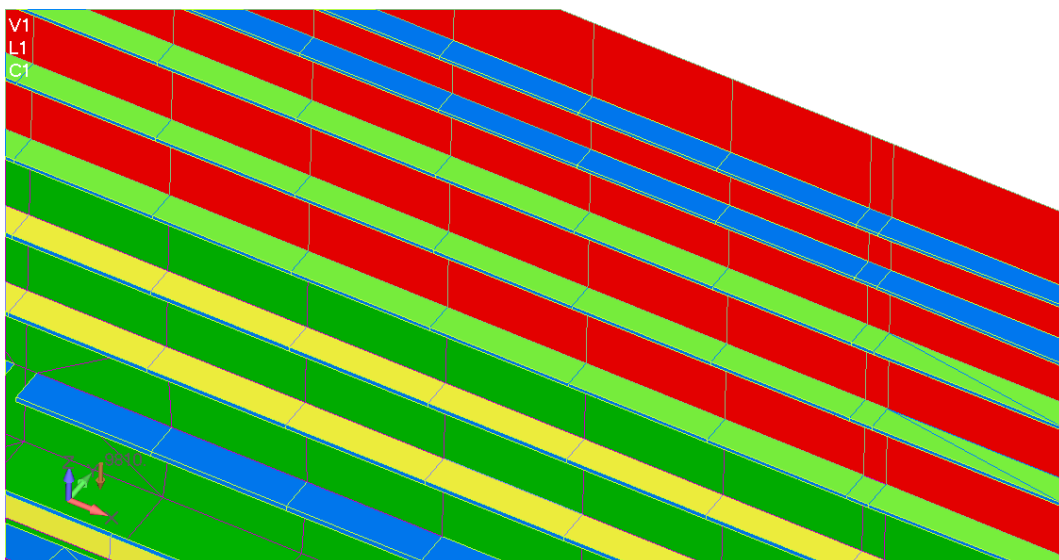


Slika 4.1-2 Globalni model jaružara (paluba sakrivena), debljine strukturnih elemenata u mm

Slika 4.1-2 prikazuje globalni model bez palube gdje se jasno vidi raspored pregrada, okvira i profila. HP profili su modelirani kao ekvivalentni L profili. Dimenzije ekvivalentnih profila navedene su u tablici 4.1-1. Ekvivalentni L profili u globalnom modelu su modelirani kao pločasti elementi debljinom prema tablici 4.1-1. Vrijednosti debljine ekvivalentnog profila su određene tako da imaju moment otpora W oko uzdužne osi jednak onome stvarnih profila.

No.	Profili - projekt	Profili - MKE
1	HP 220 x 10	L 220 x 41x 10
2	HP 200 x 9	L 200 x 37 x 9
3	HP 180 x 9	L 180 x 34 x 9
4	HP 160 x 8	L 160 x 30 x 8
5	HP 140 x 8	L 140 x 27 x 8
6	HP 120 x 7	L 120 x 24 x 7

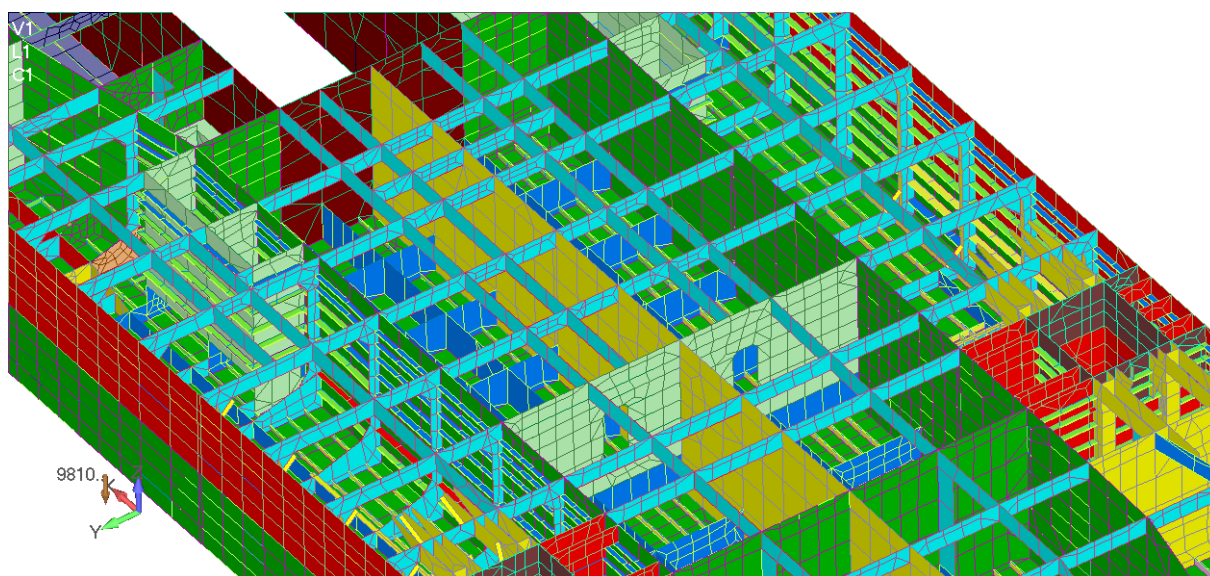
Tablica 4.1-1 Ekvivalentni profili



Slika 4.1-3 Ekvivalentni profili

Težine nadgrađa, ekskavatora, stupova, gornje nosive konstrukcije stupa, hidraulička konstrukcija pomičnog stupa, razni temelji i oprema na palubi nisu modelirani, nego su zamijenjeni odgovarajućim silama, odnosno težinama.

Globalni model je definiran mrežom konačnih elemenata uključenih u programski paket Femap/NX Nastran. Mreža se sastoji od linearnih pravokutnih i trokutastih pločastih elemenata s 4 čvora i 6 stupnjeva slobode, odnosno 3 čvora i 6 stupnjeva slobode. Prosječna veličina konačnog elementa je 500 x 500 mm, ali na mjestima otvora u konstrukciji veličina mreže je puno finija. Veličina elementa na profilima odgovara visini struka profila. Model ima 24185 konačnih elemenata sa 19343 čvorova od kojih je 85% pravokutnih konačnih elemenata.

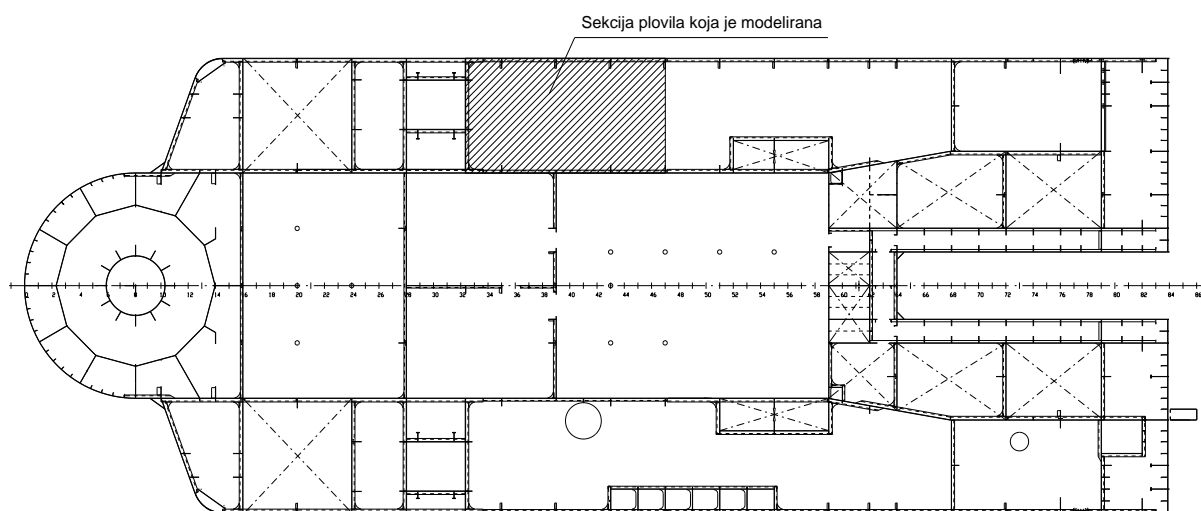


Slika 4.1-4 Detalj globalnog modela

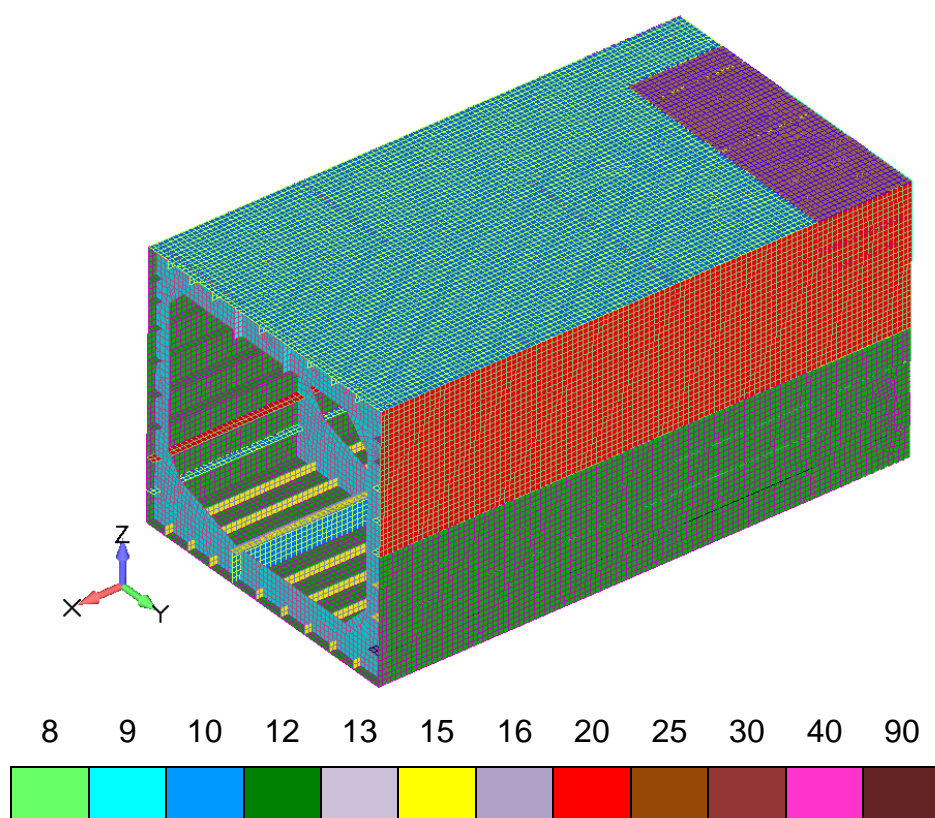
4.2 Model sekcije

Model sekcije odlikuje se finom mrežom konačnih elemenata kako bi se preciznije opisalo polje naprezanja na mjestima diskontinuiteta u geometriji strukturnog detalja. Ako je u pitanju analiza koncentracije naprezanja ta mreža mora biti još sitnija, veličine debljine lima. U okviru analize zamora ova stavka je jako bitna i posebna pozornost se predaje analizi takvih detalja. Sva klasifikacijska društva su suglasna u tome i redovito unapređuju upute za izradu tih modela i postupke analize naprezanja u njima.

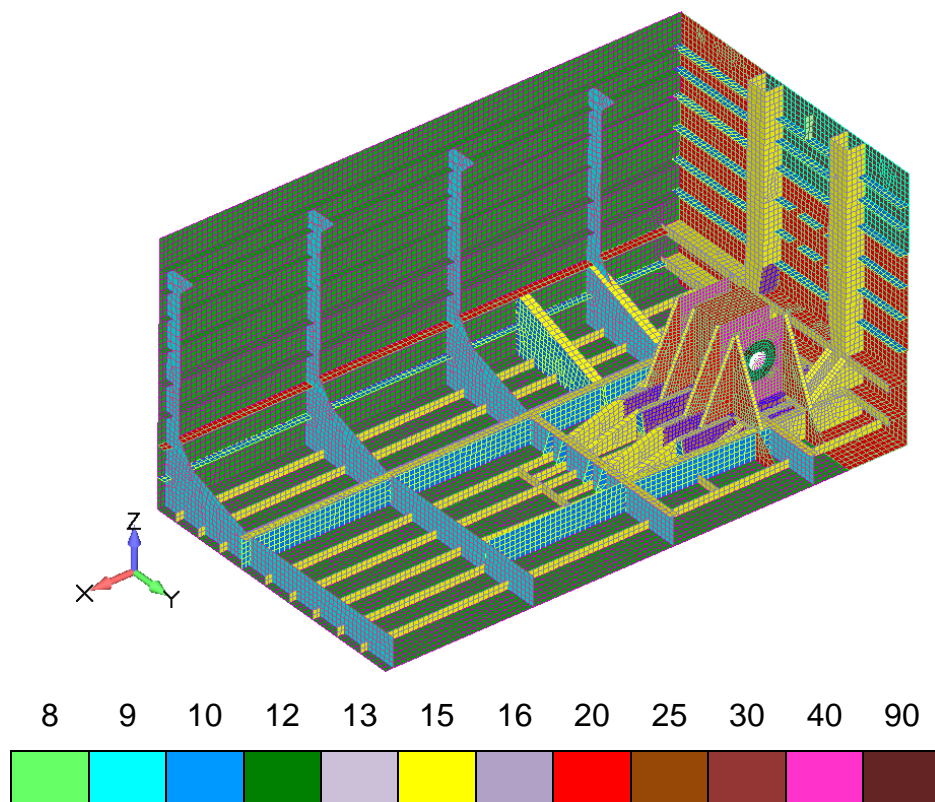
Slika 4.2-1 prikazuje sekciju plovila u kojoj se nalazi kućište kolotura. Ona zahvaća visinu od dna plovila do glavne palube, širinu od pregrade do oplata i duljinu stjenke nosive konstrukcije stupa na rebru 32-250 do okvira na rebru 47. Dimenzije modela sekcije su visina x širina x dužina = 4520 x 5700 x 10400. Model sekcije oblikovan je mrežom konačnih elemenata prosječne veličine 100 x 100 mm. Slike 4.2-2 i 4.2-3 prikazuju mrežu konačnih elemenata sekcijskog modela.



Slika 4.2-1 Sekcija plovila koja je modelirana finijom mrežom konačnih elemenata

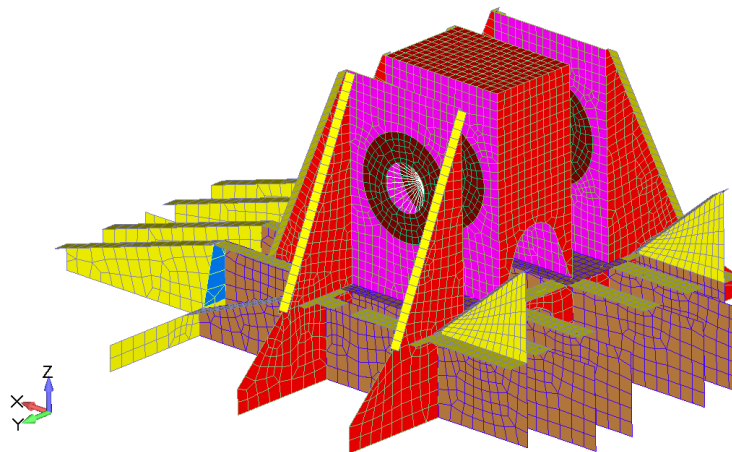


Slika 4.2-2 Model sekcije - mreža konačnih elemenata, debljine elemenata u mm



Slika 4.2-3 Model sekcije (paluba i oplata su sakrivene), debljine elemenata u mm

Mreža je modelirana paraboličnim konačnim elementima. Model ima 51137 elemenata s 151228 čvorova. Mreža na detalju kućišta kolotura je još sitnija. Razlog odabira mreže s paraboličnim konačnim elementima jer zbog Femap/NX Nastran optimizacijskog algoritma koji ne može provesti optimizacijsku analizu korištenjem linearnih trokutastih konačnih elemenata. Da bi algoritam radio, moraju se koristiti elementi drugog reda ili linearni pravokutni konačni elementi.



Slika 4.2-4 Izdvojeni detalj kućišta kolotura

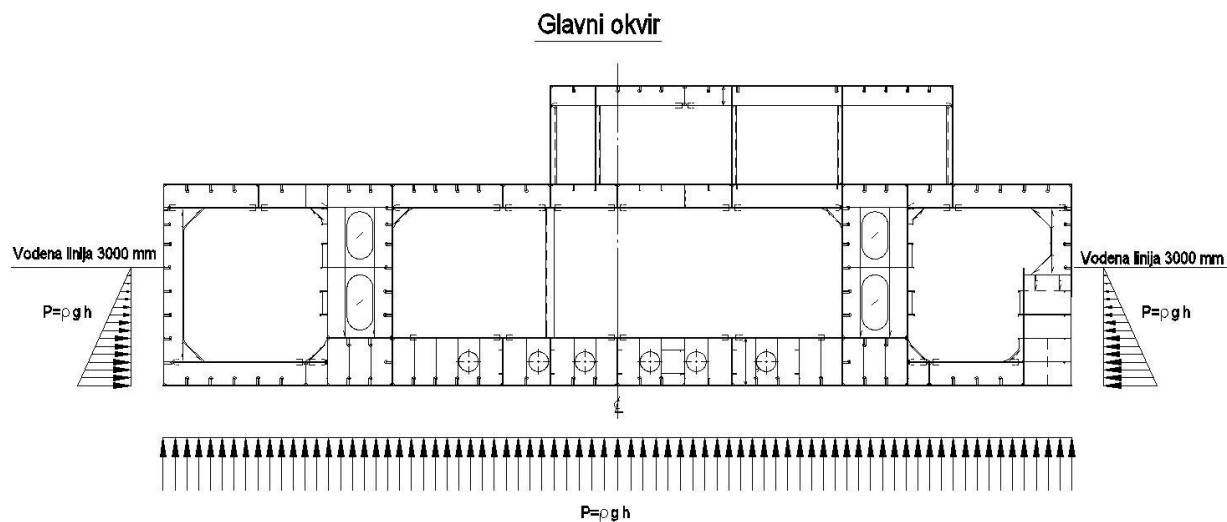
Postoje dva kućišta kolotura, s lijeve i desne strane plovila koja su simetrična s obzirom na središnju os plovila. Kućišta su međusobno neovisna, odnosno svako kućište ima svoj zasebni sustav užeta, kolotura, vitla, i nosivog stupa. Modelirana je sekcija s kućištem na lijevoj strani plovila, a dobiveni rezultati za ovo kućište vrijede i za kućište na desnoj strani.

4.3 Rubni uvjeti i opterećenja na globalnom modelu

Na globalnom modelu su postavljene sljedeće sile:

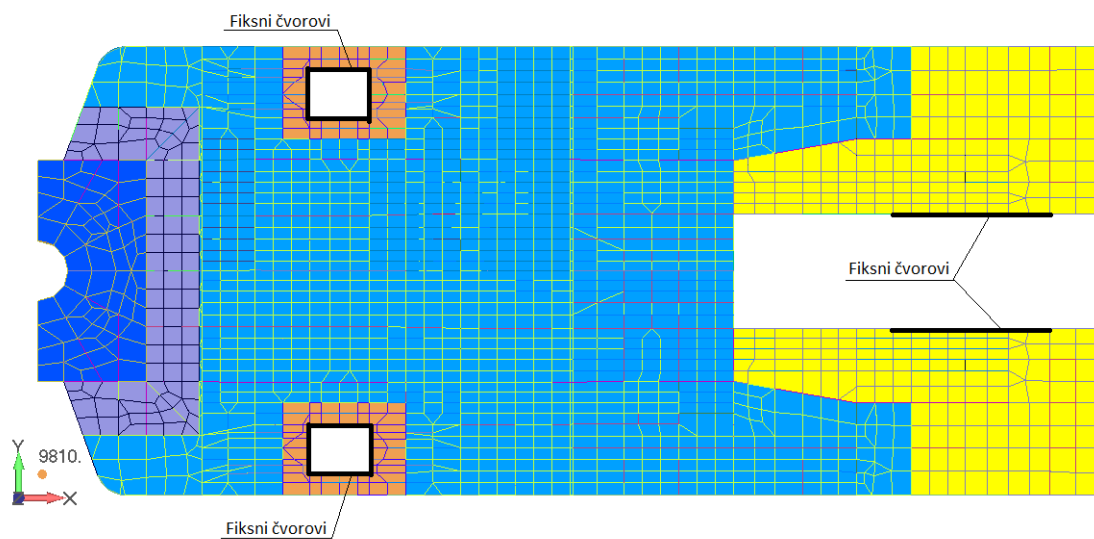
- hidrostatski tlak,
- sila težine stambenog nadgrađa (260 kN),
- sila na ekskavator (5800 kN),
- sila gornje nosive konstrukcije stupa (195 kN),
- sila težine nadgrađa strojarnice (195 kN),
- sila težine fendera i ostale opreme (267 kN) i
- sila vlastite težine.

Slika 4.3-1 prikazuje hidrostatski tlak koji djeluje na jaružar. Vodna linija je 3000 mm od dna plovila.



Slika 4.3-1 Hidrostatski tlak

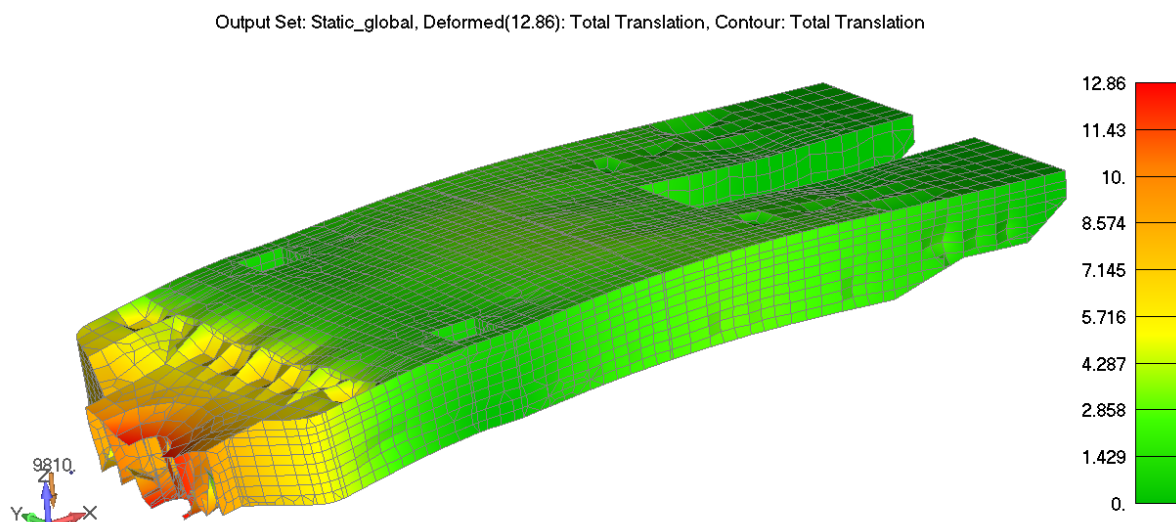
Slika 4.3-2 prikazuje rubne uvijete na globalnom modelu. Fiksirani su čvorovi na mjestu gdje se nalaze nosivi stupovi jaružara (dva krmena nosiva stupa i jedan pomični pramčani stup). Rubni uvjeti su postavljeni za slučaj kada je pramčani nosivi stup u svom krajnjem položaju (nepovoljniji slučaj, vidi sliku 2.1-7).



Slika 4.3-2 Rubni uvjeti na globalnom modelu

4.4 Ukupna deformacija globalnog modela

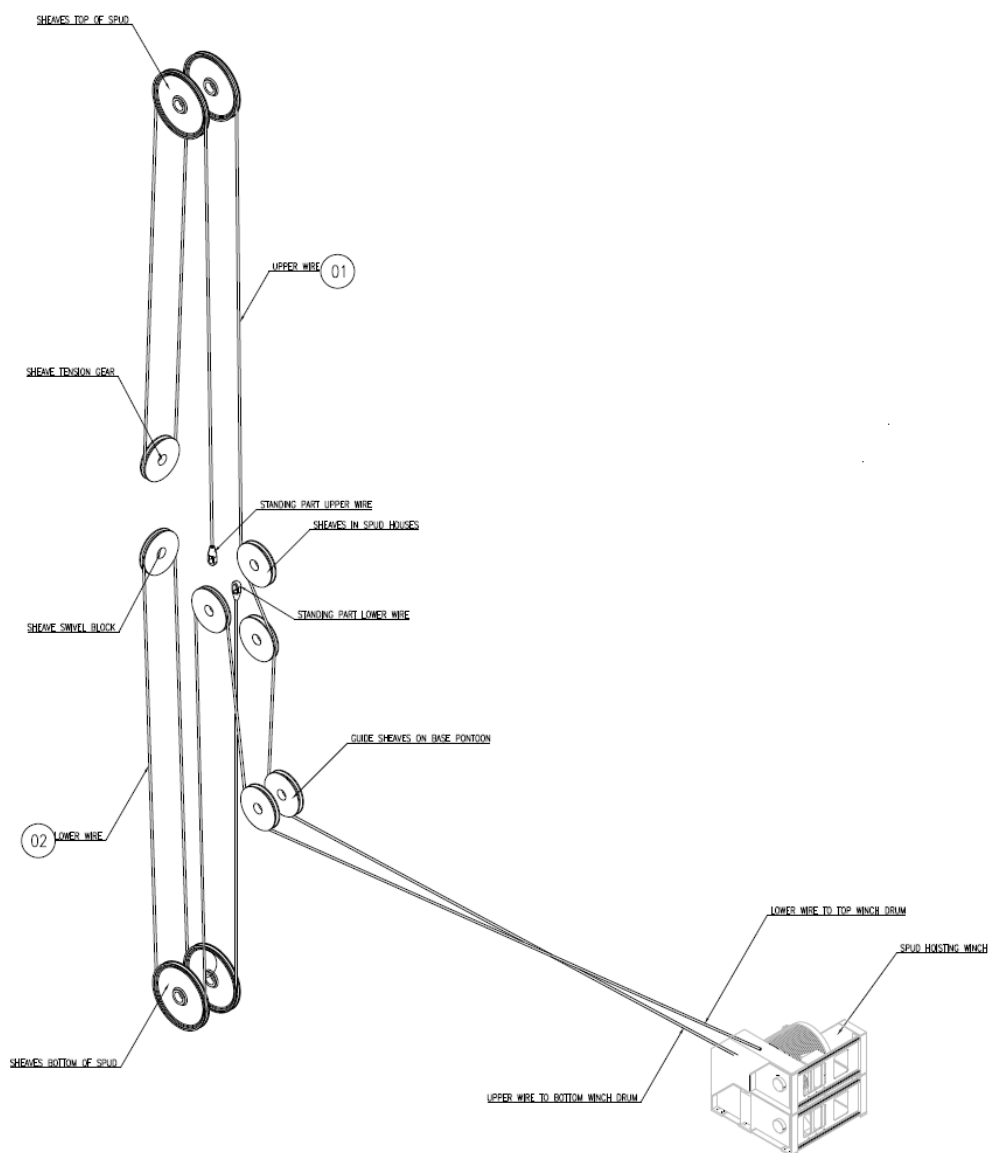
Na slici 4.4-1 nalazi se grafički prikaz ukupnog pomaka globalnog modela jaružara uslijed sila i rubnih uvjeta navedenih u poglavlju 4.3. Najveći pomak je na mjestu ekskavatora i iznosi 12,86 mm. Strukturna analiza globalnog modela nije u okviru ovoga rada. Globalni model napravljen je da bi se s njega preuzeli pomaci i postavili na model sekcije.



Slika 4.4-1 Ukupni pomak jaružara u mm

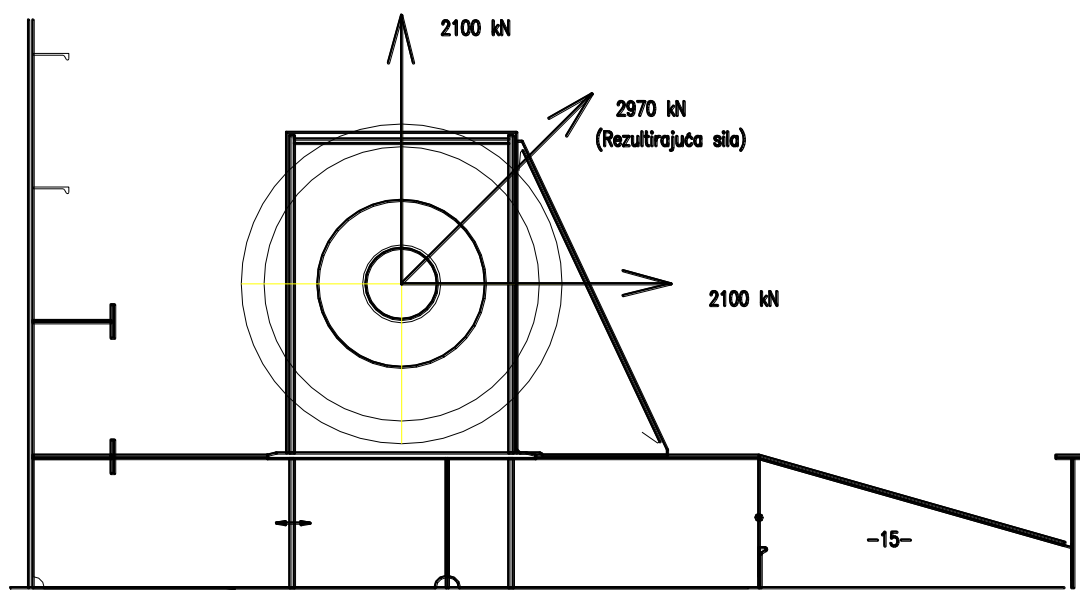
5. Opterećenja na kućište kolotura

Kućište kolotura je analizirano na nivou podmodela druge razine (model sekcije). Na okvirima modela sekcije postavljeni su pomaci koji opisuju utjecaj globalnih sila. Na predjelu oplata i dna modela postavljen je hidrostatski tlak. Slučajevi opterećenja su određeni analizirajući mehanizam premještanja broda kako je opisano u poglavlju 2.2.1. Prvi slučaj opterećenja nastupa kada su stupovi naslonjeni na dno mora i kada jaružar vrši proces iskopavanja. Drugi slučaj opterećenja je kada brod plovi, a užeta nose samu težinu stupa. Težina stupa iznosi 130 tona. Sila u užetu kolotura za prvi slučaj opterećenja dobivena je od strane IHCa i iznosi 2100 kN. Sila u užetu kolotura za drugi slučaj opterećenja iznosi 650 kN. Utjecaj te sile na kućište u prvom slučaju opterećenja je puno veći nego u drugom slučaju, ali su analizirana oba slučaja jer je drugi slučaj bitan u analizi zamora prikazanoj u poglavlju 10. Na slici 5-1 prikazan je plan užeta.



Slika 5-1 Plan užeta [20]

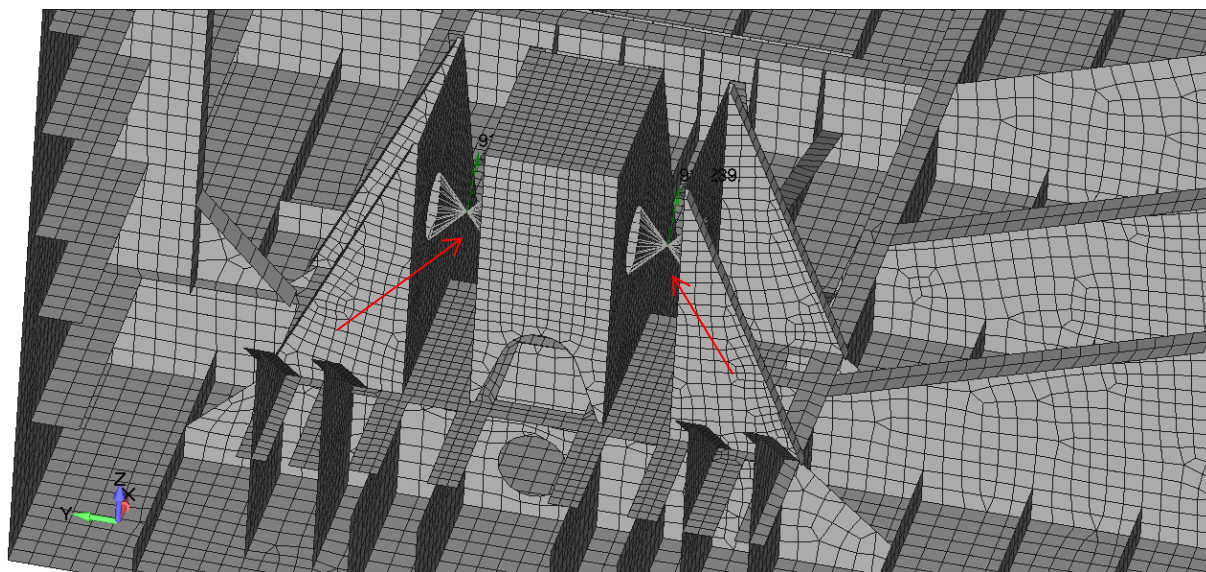
Djelovanje sile je postavljeno u središtu kolotura, kako je prikazano na slici 5-2.



Slika 5-2 Presjek kućišta kolotura; mjesto djelovanja sile

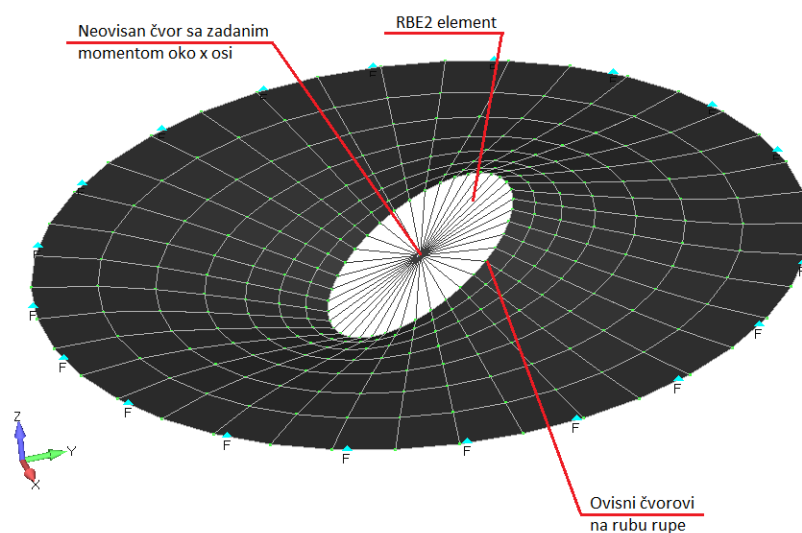
Za prvi slučaj opterećenja rezultirajuća sila od 2970 kN djeluje na obje koloture, za drugi slučaj ta sila iznosi 920 kN. Utjecaj trenja je zanemaren.

U modelu su uvedeni dodatni čvorovi povezani s RBE2 elementima koji služe kao kruta veza između limova kolotura. Slika 5-3 prikazuje dodana 2 čvora sa rezultirajućom silom.

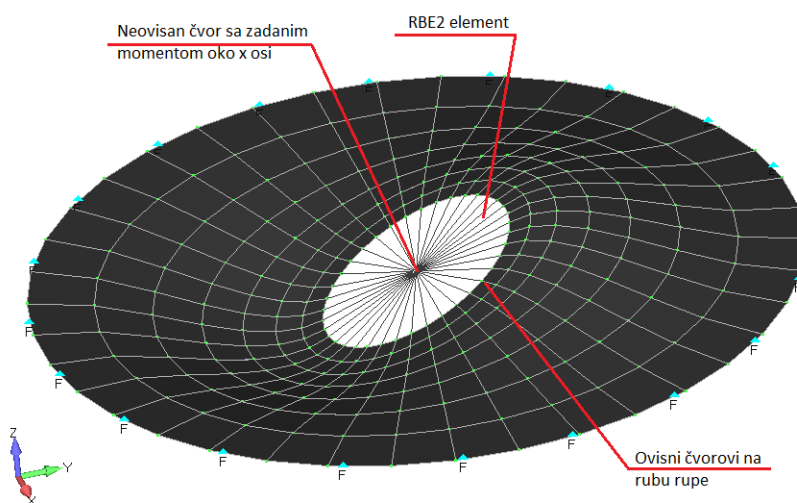


Slika 5-3 Dodani čvorovi i mjesto djelovanja rezultirajuće sile

RBE2 element služi kao kruta veza dva ili više čvorova pri čemu je pomak među čvorovima zavisian o definiranim stupnjevima slobode. Kod RBE2 elemenata postoji jedan nezavisan čvor sa 6 stupnjeva slobode i jedan ili više zavisnih čvorova kojima projektant određuje broj stupnjeva slobode. Broj stupnjeva slobode koje se određuje (3 translacije i 3 rotacije) je jako bitan pri modeliranju i uvelike može utjecati na sami rezultat. U većini slučajeva se odabire ili T_x, T_y, T_z (3 stupnja slobode, odnosno samo translacije) ili svih 6 stupnjeva slobode (rotacije i translacije). Ako usporedimo slučaj sa 3 stupnja slobode gdje je samo translacija uzeta u obzir, slika 5-4 sa slučajem sa 6 stupnjeva slobode gdje su uzete i translacije i rotacije, slika 5-5, jasno je vidljiv oblik deformacije modela neposredno u blizini ovisnih čvorova na rubu rupe. U slučaju modeliranja sa 3D elementima, usporedba RBE2 elemenata sa 3 ili 6 stupnjeva slobode bi dala isti rezultat.



Slika 5-4 RBE2 element s 3 stupnjeva slobode (translacija)



Slika 5-5 RBE2 element s 6 stupnjeva slobode (translacija i rotacija)

6. Statička analiza kućišta kolotura

Analiza je provedena uz sljedeće pretpostavke:

- konstrukcija ima male pomake i deformacije,
- materijal je linearan, elastičan, izotropan i uniforman i
- kolotura i uže idealno su kruti i ne deformiraju se.

Naprezanje je računato po HMM teoriji, teoriji najvećeg deformacijskog rada.

Podaci o materijalu nalaze se u tablici 2.2-1 u poglavlju tehničkog opisa jaružara a vrijednost dopuštenog naprezanja u tablici 2.3-2.

Za proračun korištene su standardne metričke jedinice prikazane u tablici 6-1.

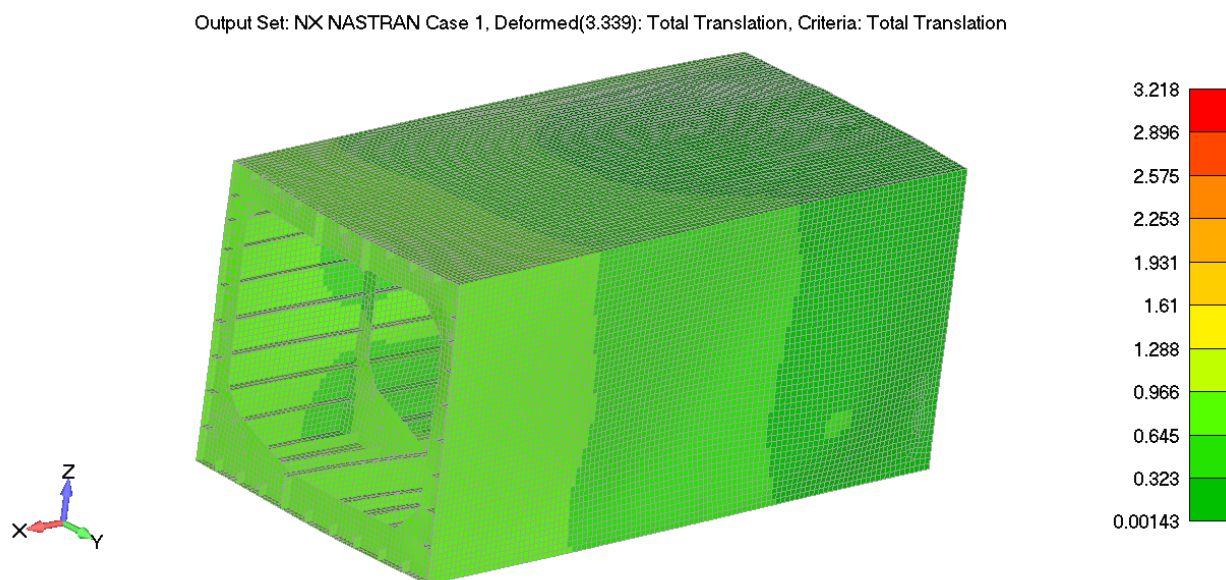
	Jedinica
Duljina	mm
Volumen	mm ³
Masa	t
Sila	N
Naprezanje	MPa
Pomak	mm

Tablica 6-1 Korištene mjerne jedinice

Rezultati statičke analize za prvi i drugi slučaj opterećenja nalaze se u poglavljima 6-1 do 6-3.

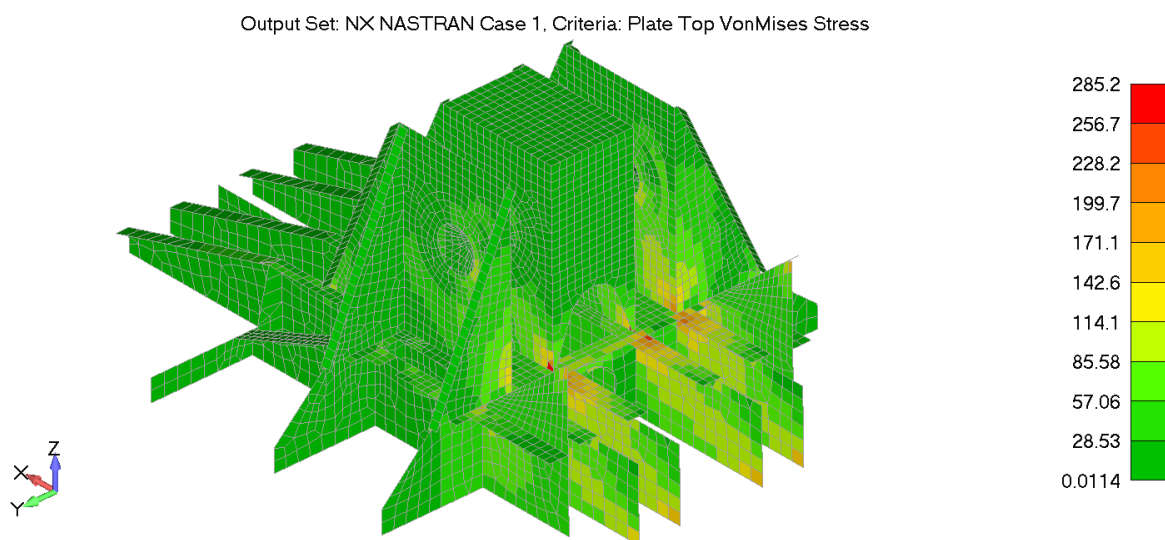
6.1 Rezultat statičke analize kućišta kolotura

Provedena statička analiza modela sekcije sa kućištem kolotura kaže da naprezanje iznosi 285 (MPa) a ukupni pomak iznosi 3,22 (mm). Rezultat se odnosi za prvi slučaj opterećenja. Slika 6.1-1 prikazuje raspodjelu pomaka na modelu sekcije.



Slika 6.1-1 Ukupni pomak na modelu sekcije

Na slici 6.1-2 vidi se izdvojeni model kućišta kolotura iz modela sekcije. Na slici se vidi mjesto i iznos naprezanja od 285 MPa i ono je veće od dopuštenog naprezanja koji iznosi 280 MPa (tablica 2.3-2).

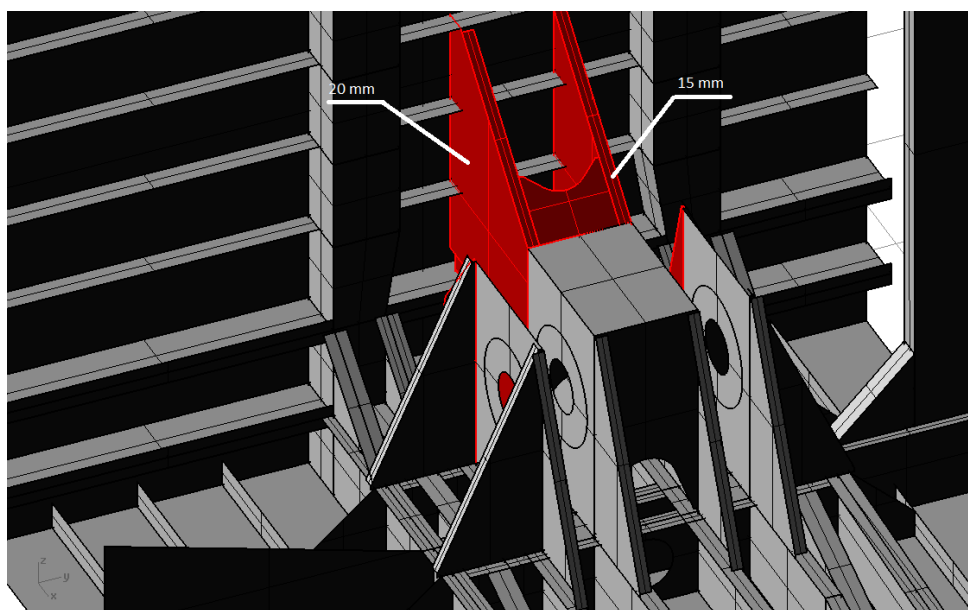


Slika 6.1-2 Von Misesova naprezanja u kućištu kolotura u MPa

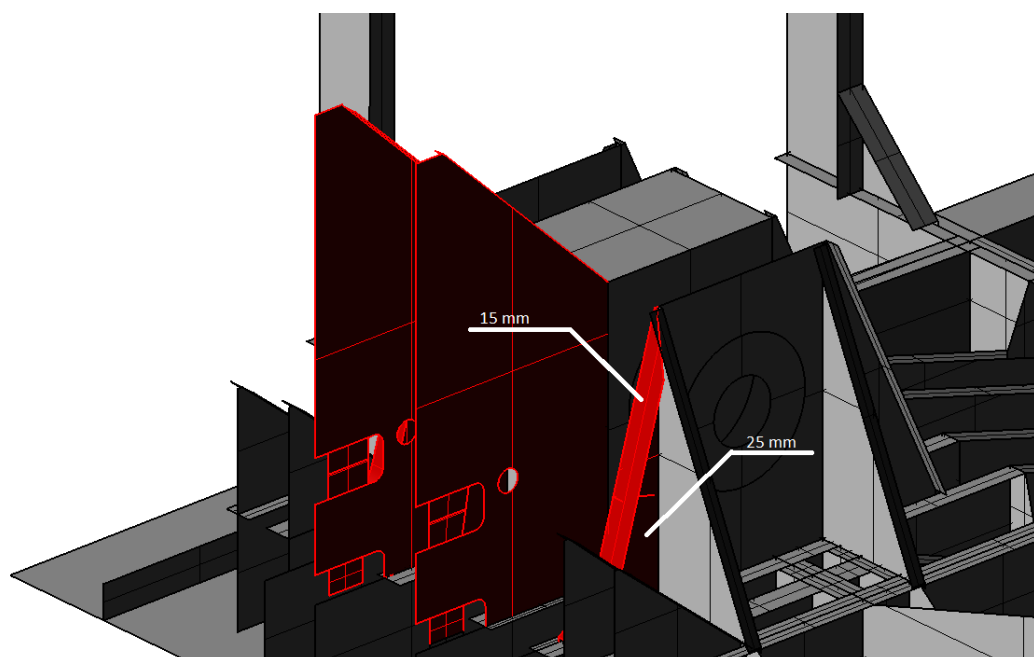
Kućište kolotura ne zadovoljava kriterij dopuštenog naprezanja za prvi slučaj opterećenja. Za drugi slučaj opterećenja naprezanje je u granicama dopuštenog i iznosi 91 MPa.

6.2 Dodana ojačanja konstrukcije

Kako je prikazano u prethodnom poglavlju, konstrukcija ne zadovoljava i dodatna ojačanja se moraju postaviti. Dodatni su limovi debljine 20 mm sa trakama od 15 mm i koljenom iste debljine između tih traka, slika 6.2-1. Limovi povezuju kućište kolotura sa stjenkom nosive konstrukcije stupa. Također su dodana i 2 koljena debljine 25 mm sa savijenom trakom debljine 15 mm (slika 6.2-2). Na slikama 6.2-1 i 6.2-2 taj ojačanja su prikazana crvenom bojom.

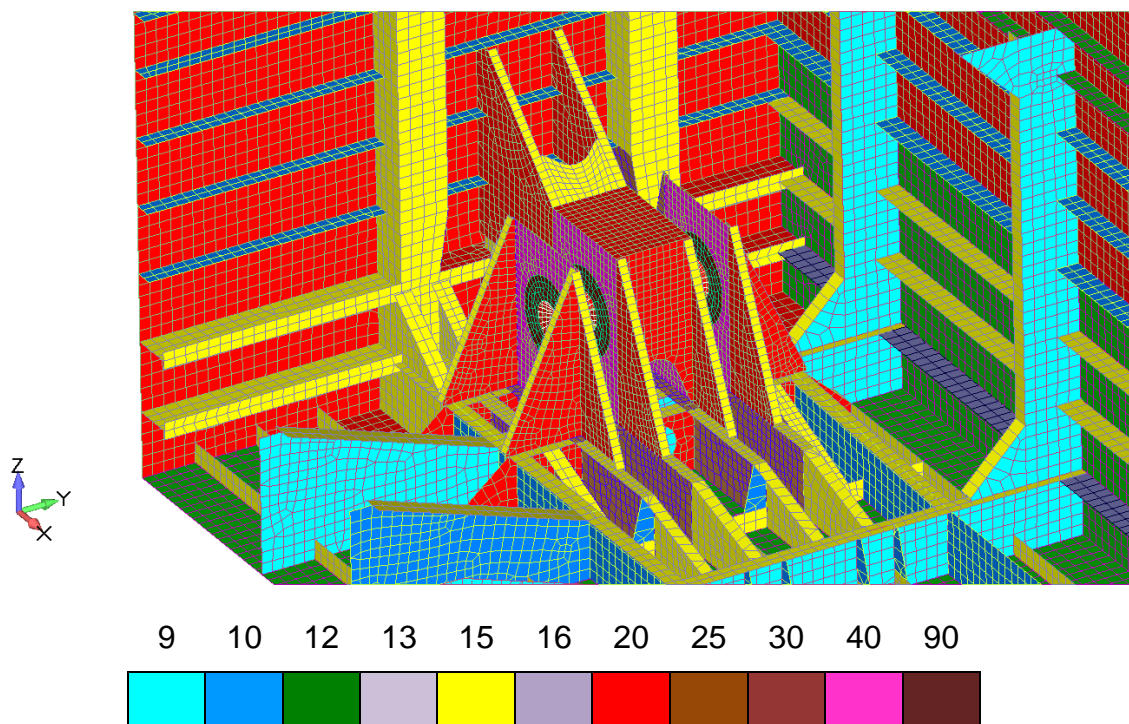


Slika 6.2-1 Dodana ojačanja

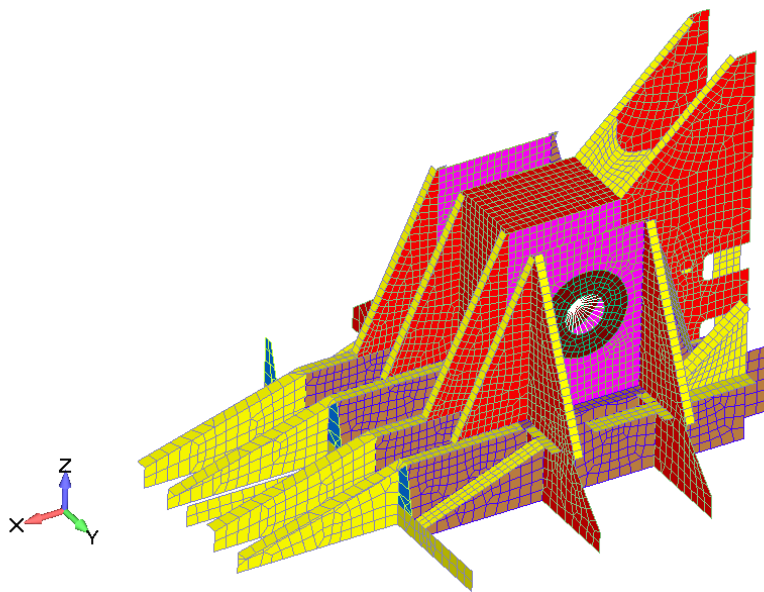


Slika 6.2-2 Dodana ojačanja

Za ojačanu konstrukciju napravljena je nova mreža konačnih elemenata prikazana slikama 6.2-3 i 6.2-4.



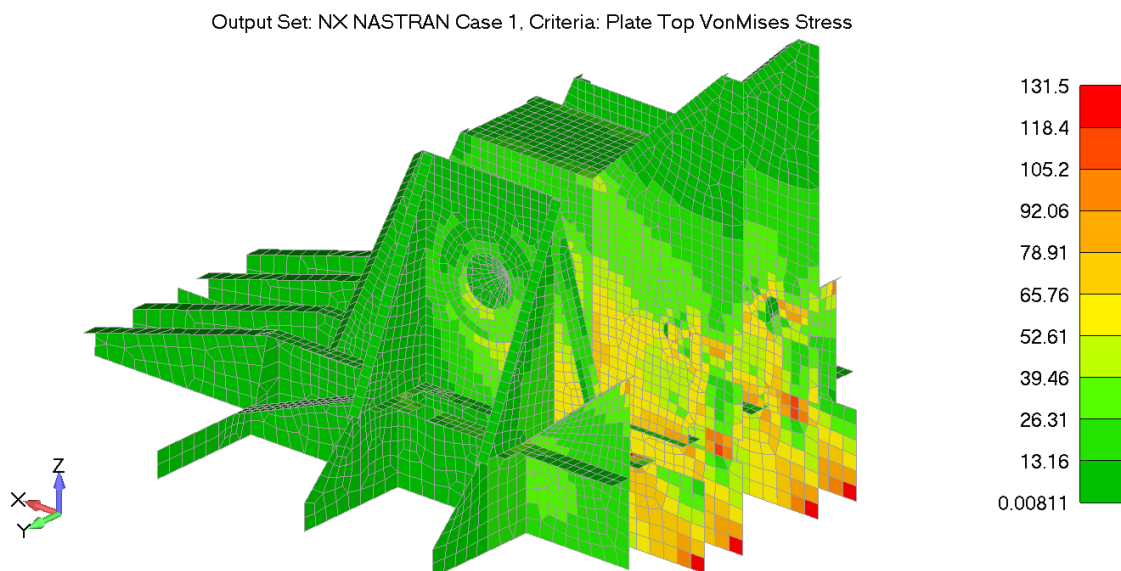
Slika 6.2-3 Mreža konačnih elemenata ojačane konstrukcije, debljine elemenata u mm



Slika 6.2-4 Izdvojeni detalj ojačane konstrukcije kućišta kolotura

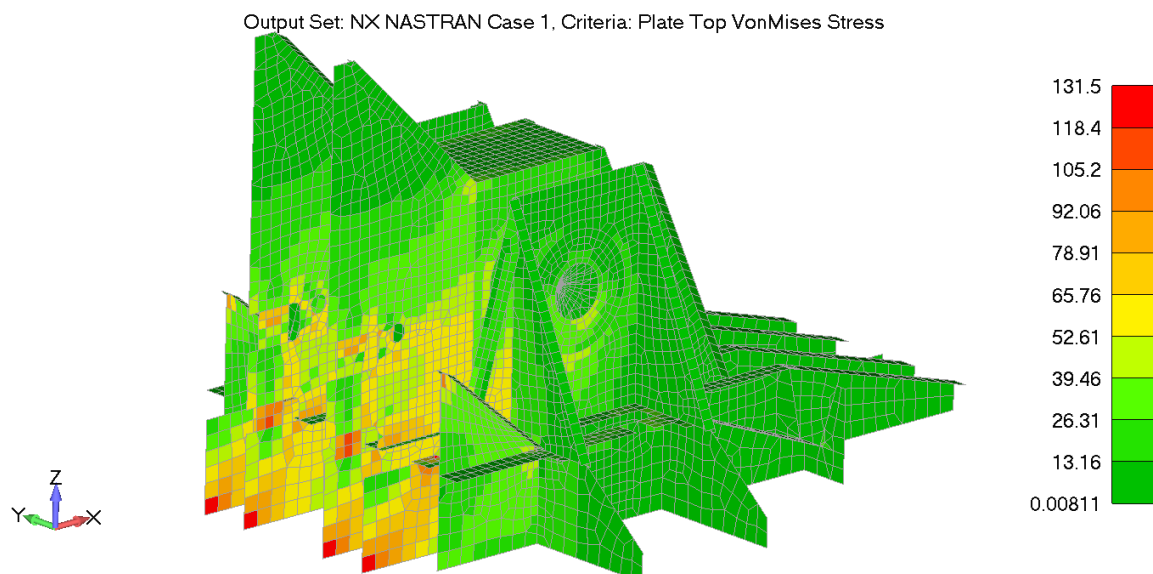
6.3 Rezultat statičke analize ojačane konstrukcije

Na slikama 6.3-1 i 6.3-2 prikazan je rezultat statičke analize ojačane konstrukcije kućišta. Iz slika se može zaključiti da se dodatnim ojačanjem bitno smanjilo naprezanje u kućištu kolotura i sada iznosi 132 MPa. Vidljivo je da se promijenilo mjesto djelovanja najvećeg naprezanja; sada se nalazi na temelju kućišta uz stjenku nosive konstrukcije stupa.



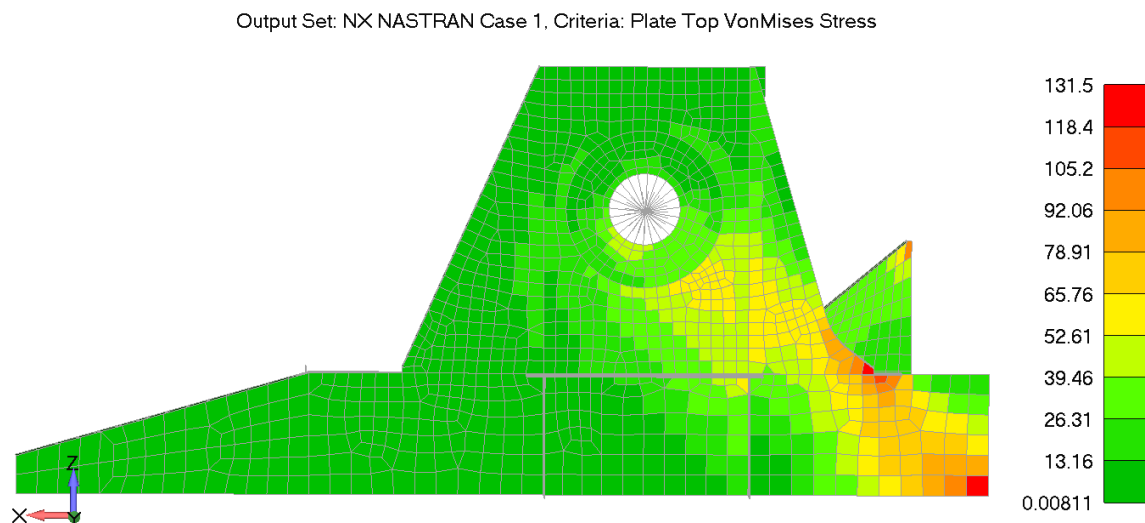
Slika 6.3-1 Von Misesova naprezanja ojačane konstrukcije za prvi slučaj opterećenja u MPa

Slika 6.3-2 prikazuje raspodjelu naprezanja s unutrašnje strane kućišta kolotura.



Slika 6.3-2 Von Misesova naprezanja ojačane konstrukcije za prvi slučaj opterećenja u MPa

Slika 6.3-3 prikazuje bočni presječni pogled na najveće naprezanje koje se javlja na kućištu kolotura.



Slika 6.3-3 Detalj naprezanja na koljenu kućišta u MPa

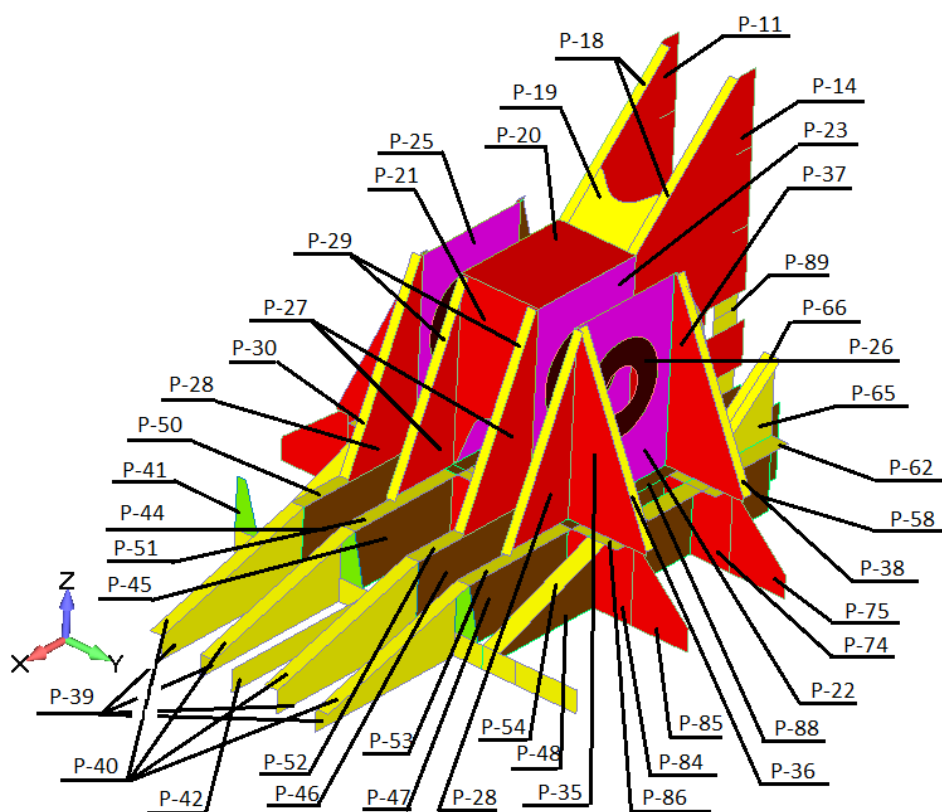
Za drugi slučaj opterećenja mjesto najvećeg naprezanja ostaje nepromijenjeno. Naprezanje je manje nego za prvi slučaj i iznosi 42,5 MPa. Mjesto najvećeg naprezanja ostaje nepromijenjeno. Grafički prikaz rezultat nije stavljen iz razloga što su naprezanja u dozvoljenim granicama a i radi se o linearnoj statičkoj rezultati pa će slika naprezanja biti slična.

7. Optimizacija kućišta kolotura

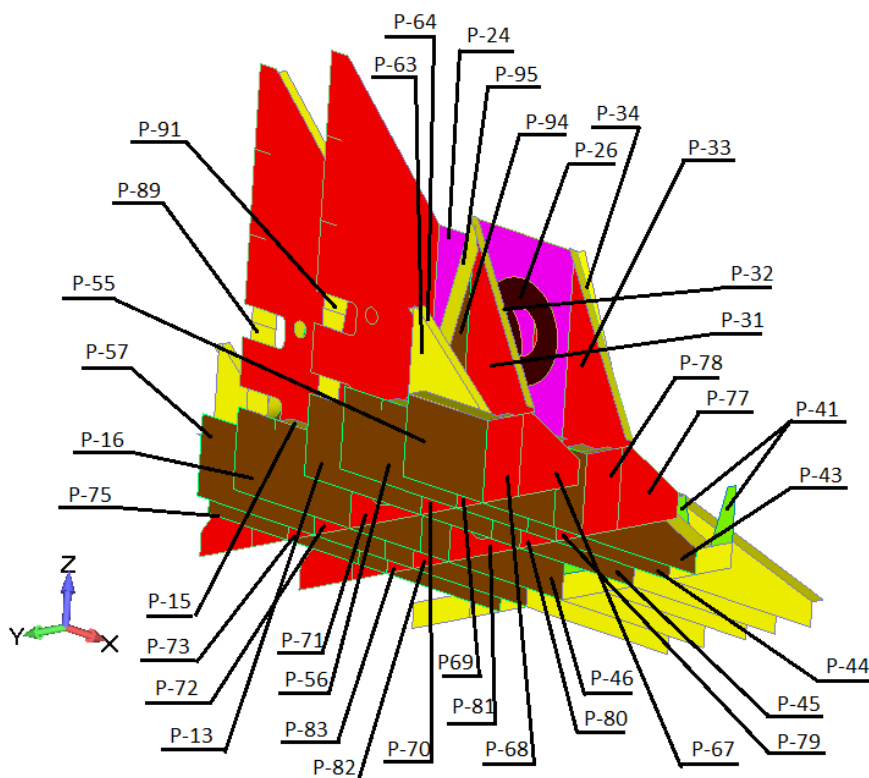
Optimizacija je provedena samo na djelu kućišta kolotura i njenoj podkonstrukciji (temelju). Oblik konstrukcije nije mijenjan, samo debljina i materijal. Najmanja dopuštena debljina iznosi 6 mm, što je najmanja debljina do koje se može vršiti zavarivanje punom penetracijom. Optimizacija u smislu odabira materijala (čelika) vršena je u ovisnosti o izračunatom naprezanju i dopuštenom naprezanju samog materijala (tablica 2.2-3). Ako čelik manje čvrstoće zadovoljava naprezanje, onda je on uzet kao referentni materijal.

Optimizacija je provedena za prvi slučaj opterećenja kada djeluje najveća sila. Granica do koje je vršena optimizacija je 145 MPa uz kontrolu ukupnog pomaka. Model je podijeljen u 96 cijelina za koje su posebno definirane debljine i materijal, slika 7-1 i 7-2.

Optimizacija je provedena u 10 ciklusa pri čemu se u svakom koraku rješenje približava optimalnom. Cilj optimizacije je smanjenje težine i ušteda čelika.



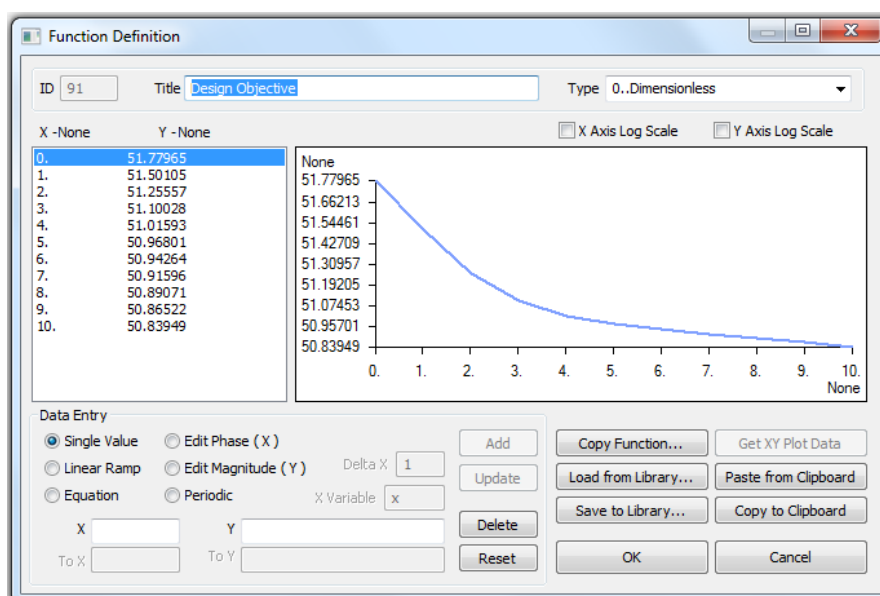
Slika 7-1 Podjela kućišta na svojstva, pogled na stražnji dio kućišta



Slika 7-2 Podjela kućišta na svojstva, pogled na donji dio kućišta

7.1 Rezultat optimizacije kućišta kolotura

Slika 7.1-1 grafički prikazuje rezultat optimizacije prema zadanom cilju (smanjenje mase). Moguće je uočiti kako je u 10 ciklusa uštedeno 940 kg čelika. Pri tome 72 % uštede čelika opada na prva 3 ciklusa. Na slici 7.1-1, y os se odnosi na ukupnu masu modela sekcije (u tonama) s uključenom masom kućišta kolotura.



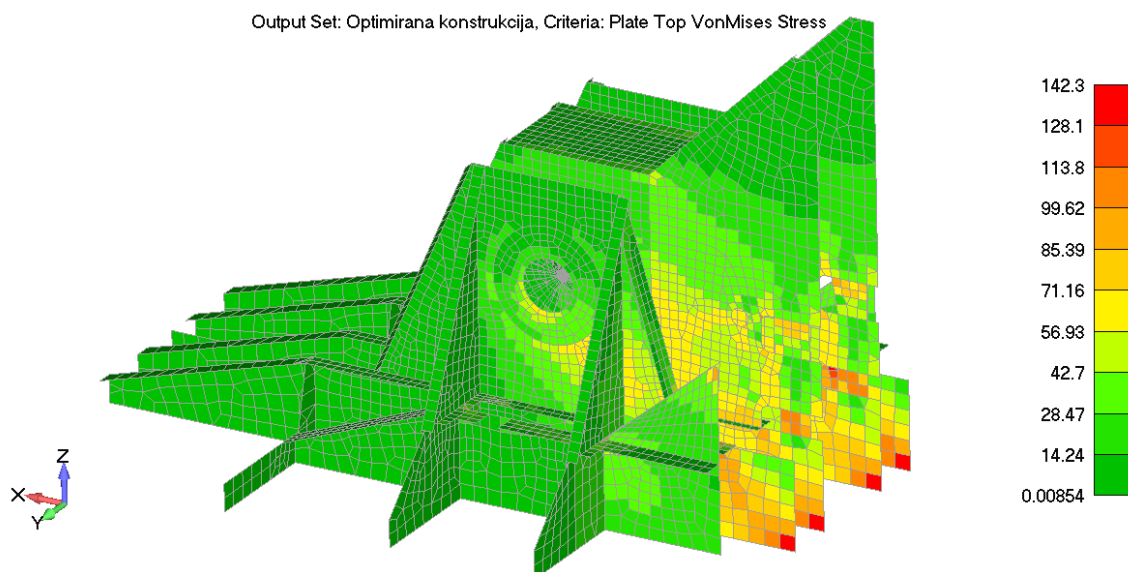
Slika 7.1-1 Smanjenje mase po svakom ciklusu

Tablica 7.1-1 prikazuje razliku u naprezanjima i deformaciji konstrukcije prije i nakon optimizacije. Von Mises naprezanje i ukupni pomak konstrukcije kućišta kolotura se povećao dok se masa smanjila, uštedeno je 14,7 % materijala. Naprezanja i pomaci su u dozvoljenim granicama. Ušteda od 14,7 % odnosi se samo na masu kućišta kolotura prije i poslije optimizacije a ne na masu modela sekcije.

Stanje prije optimizacije			Stanje nakon optimizacije		
Masa (kg)	Naprezanje (MPa)	Pomak (mm)	Masa (kg)	Naprezanje (MPa)	Pomak (mm)
6395	131,5	1,13	5455	142,3	1,28

Tablica 7.1-1 Rezultat optimizacije kućišta kolotura

Von Mises naprezanje za prvi slučaj opterećenja i za optimiranu konstrukciju sada iznosi 142,3 (MPa). Naprezanje za drugi slučaj opterećenja se također povećalo i sada iznosi 46,4 (MPa).



Slika 7.1-2 Von Mises naprezanje optimirane konstrukcije za prvi slučaj opterećenja (MPa)

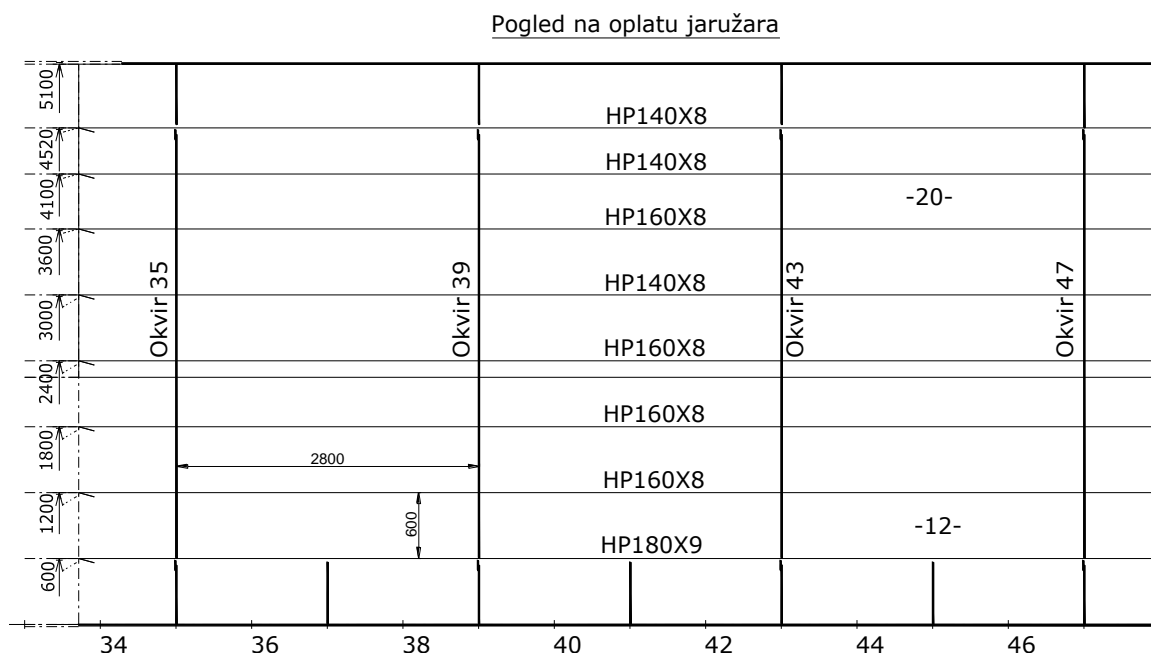
Rezultat optimizacije po svojstvima može se naći u tablici 7.1-2 gdje se vide vrijednosti početne debljine, debljine nakon optimizacije i usvojene debljine. Usvojena je debljina standardnog čeličnog lima koji se može naći na tržištu. Prvih 10 svojstava se odnosi na okolnu strukturu koja nije obuhvaćena procesom optimizacije.

Property	Početna debljina	Debljina dobivena optimizacijom	Usvojena debljina	Property	Početna debljina	Debljina dobivena optimizacijom	Usvojena debljina
1	8	-	-	49	15	13,19	14
2	9	-	-	50	15	14,03	14
3	10	-	-	51	15	15	15
4	12	-	-	52	15	15	15
5	13	-	-	53	15	13,33	14
6	15	-	-	54	15	12,59	14
7	20	-	-	55	25	22,47	23
8	25	-	-	56	25	19,23	20
9	30	-	-	57	25	18,6	20
10	16	-	-	58	25	25	25
11	20	18,9	20	59	15	14,5	15
12	15	15	15	60	15	14,01	15
13	25	23,06	23	61	15	14,96	15
14	20	20	20	62	15	15	15
15	15	14,49	15	63	15	13,67	14
16	25	19,82	20	64	15	14,78	15
17	20	16,71	18	65	15	12,17	14
18	15	14,5	15	66	15	13,29	14
19	15	15	15	67	20	17,86	18
20	20	17,54	18	68	20	19,87	20
21	20	19,11	20	69	20	16,03	16
22	40	30,65	35	70	20	19,98	20
23	40	40	40	71	20	19,8	20
24	40	33,12	40	72	20	19,98	20
25	40	35,8	35	73	20	16,74	18
26	90	71,56	80	74	20	16,54	18
27	20	14,77	15	75	20	15,62	16
28	20	20	20	76	15	13,5	14
29	15	11,15	12	77	20	18,39	20
30	15	15	15	78	20	20	20
31	20	19,1	20	79	20	20	20
32	15	15	15	80	20	18,8	20
33	20	15,31	16	81	20	14,76	15
34	15	14,45	15	82	20	19,85	20
35	20	16,24	18	83	20	20	20
36	15	15	15	84	20	19,98	20
37	20	18,9	20	85	20	17,75	18
38	15	15	15	86	15	13,65	14
39	15	11,58	12	87	25	20,07	20
40	15	14,64	15	88	25	19,18	20
41	10	7,18	8	89	15	15	15
42	15	12,85	14	90	15	15	15
43	25	25	25	91	15	14,58	15
44	25	25	25	92	15	14,47	15
45	25	22,72	23	93	25	23,29	25
46	25	22,91	23	94	25	23,87	25
47	25	23,03	23	95	15	14,98	15
48	25	25	25	96	15	14,98	15

Tablica 7.1-2 Rezultat optimizacije i usvojene debljine u mm

8. Analiza izvijanja

Analiza izvijanja provedena je sukladno Pravilima [6]. Samo kućište kolotura je vlačno opterećeno, limovi su relativno debeli pa se ne očekuje pojava izvijanja. Moguća je pojava izvijanja okolne strukture plovila opterećene uslijed velike sile koja djeluje na kućište. Za provjeru je uzeta oplata jaružara koja se nalazi u zoni kućišta kolotura između okvira 35 i 39. Panel s ukrepama prikazan je na slici 4.5-1.



Slika 4.5-1 Oplata jaružara u zoni kućišta kolotura

Svi potrebni parametri za proračun izvijanja dani su u tablici 4.5-1.

Oznaka	Opis	Vrijednost	Jedinice
a	Dužina neukrepljenog panela	2800	mm
b	Širina neukrepljenog panela	600	mm
t	Debljina lima	12	mm
σ_x	Membransko naprezanje u x smjeru	2,22	MPa
σ_y	Membransko naprezanje u y smjeru	-1,35	MPa
σ_1	Najveće tlačno naprezanje	4,43	MPa
σ_2	Najmanje tlačno ili vlačno naprezanje	-5,66	MPa
τ	Smično naprezanje	-4,99	MPa
R_{eH}	Minimalna granica razvlačenja	235	MPa

Tablica 4.5-1 Očitane vrijednosti iz numeričkog modela

Da ne bi došlo do izvijanja panela potrebno je zadovoljiti uvjet:

$$\left(\frac{|\sigma_x|S}{\kappa_x R_{eH}}\right)^{e_1} + \left(\frac{|\sigma_y|S}{\kappa_y R_{eH}}\right)^{e_2} - B \left(\frac{\sigma_x \sigma_y S^2}{R_{eH}^2}\right) + \left(\frac{|\tau|S\sqrt{3}}{\kappa_\tau R_{eH}}\right)^{e_3} \leq 1.$$

Uz taj uvjet mora biti zadovoljno i:

$$\left(\frac{\sigma_x S}{\kappa_x R_{eH}}\right)^{e_1} \leq 1,0 ; \quad \left(\frac{\sigma_y S}{\kappa_y R_{eH}}\right)^{e_2} \leq 1,0 ; \quad \left(\frac{|\tau|S\sqrt{3}}{\kappa_\tau R_{eH}}\right)^{e_3} \leq 1,0$$

Vitkost je definirana s referentnim naprežanjem σ_e , faktorom izvijanja K i minimalnom granicom razvlačenja R_{eH} :

$$\lambda = \sqrt{\frac{R_{eH}}{K \cdot \sigma_e}} = 0,31.$$

Referentno naprežanje:

$$\sigma_e = 0,9E \left(\frac{t}{b}\right)^2 = 75,6 \text{ MPa.}$$

Omjer tlačnih naprežanja:

$$\psi = \frac{\sigma_2}{\sigma_1} = -1,3.$$

Faktor izvijanja:

$$K = (1 - \psi)^2 \cdot 5,975 = 31,6.$$

Omjer dužina stranica neukrepljenog panela:

$$\alpha = \frac{a}{b} = 4,6,$$

$$c = (1,25 - 0,12\psi) = 1,09 \leq 1,25 \text{ i}$$

$$\lambda_c = \frac{c}{2} \left(1 + \sqrt{1 - \frac{0,88}{c}}\right) = 1,33 > \lambda.$$

Redukcijski faktor u x smjeru za slučaj kada je $\lambda_c > \lambda$:

$$\kappa_x = 1.$$

Za slučaj da je $\sigma_y \leq 0$ onda redukcijski faktor u y smjeru iznosi $\kappa_y = 1$

Smični redukcijski faktor je $\kappa_\tau = 1$.

Iz tablice 3.2-1 izračunavaju se eksponenti:

$$e_1 = e_2 = e_3 = 2 \text{ i}$$

$$B = 1.$$

Faktor sigurnosti uzima se za obični ukrepljeni panel bez otvora:

$$S = 1.$$

Kada se uvrste svi parametri u glavni uvjet dobije se da je:

$$\left(\frac{|\sigma_x|S}{\kappa_x R_{eH}}\right)^{e1} + \left(\frac{|\sigma_y|S}{\kappa_y R_{eH}}\right)^{e2} - B\left(\frac{\sigma_x \sigma_y S^2}{R_{eH}^2}\right) + \left(\frac{|\tau|S\sqrt{3}}{\kappa_\tau R_{eH}}\right)^{e3} = 0,0372 < 1$$

Također za dodatne uvjete:

$$\left(\frac{\sigma_x S}{\kappa_x R_{eH}}\right)^{e1} = 8,9 \cdot 10^{-5} < 1,0,$$

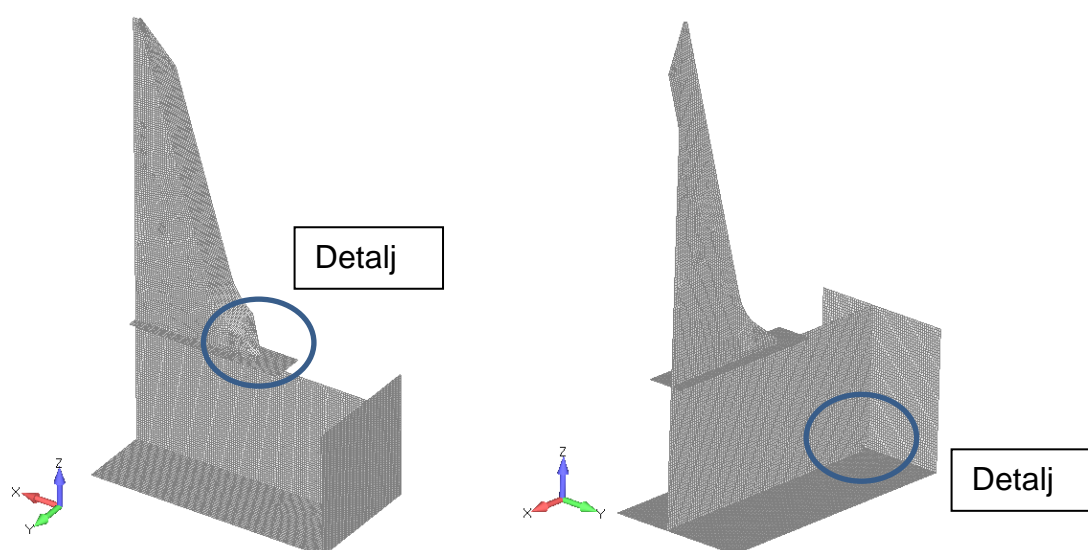
$$\left(\frac{\sigma_y S}{\kappa_y R_{eH}}\right)^{e2} = 3,3 \cdot 10^{-5} < 1,0 \text{ i}$$

$$\left(\frac{|\tau|S\sqrt{3}}{\kappa_\tau R_{eH}}\right)^{e3} = 0,037 < 1,0.$$

Prema proračunu se da zaključiti da se panel oplata neće izviti uslijed postavljenog opterećenja na kućištu kolotura te da nije potrebno dodatno ukrepljivanje panela.

9. Ekstrapolacija žarišnih naprezanja

Ekstrapolacija žarišnih naprezanja vršena je za podmodele modelirane pločastim elementima i podmodel modeliran trodimenzijskim elementima. Podmodeli s trodimenzijskim elementima modelirani su sa zavarima. Veličina konačnog elementa i način ekstrapolacije određeni su prema preporukama IIW [13] i DNV registra [11]. Obrađena su 2 strukturna detalja, prikazana na slici 9.1-1. Prvi strukturni detalj (Detalj A, slika 9-1) se odnosi na spoj koljena sa donjom trakom lima a drugi detalj (Detalj B, slika 9-1) je detalj lima sa radijusom 35 mm koji se nalazi na mjestu gdje je ispalo najveće naprezanje dobiveno statičkom analizom prikazano u prethodnom poglavlju.



Slika 9-1 Podmodel strukturnog detalja

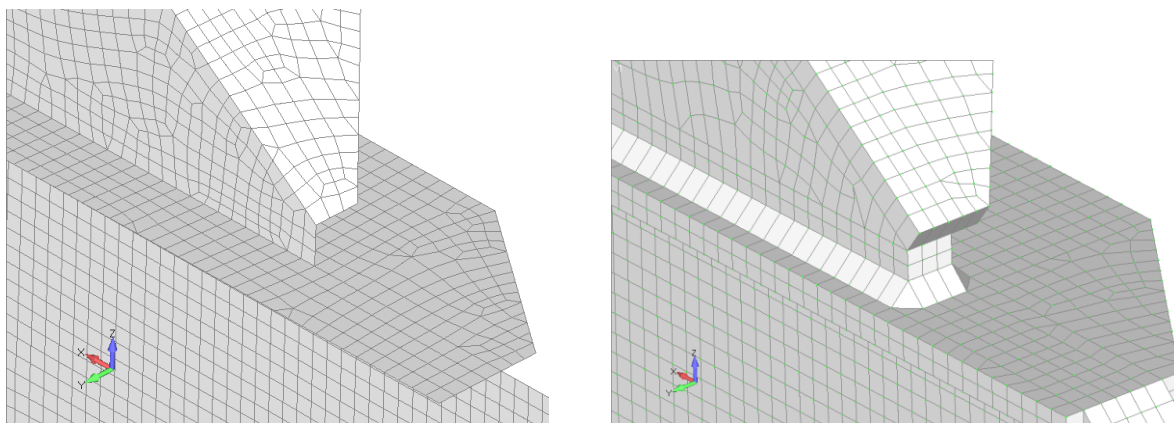
Za koljeno s trakom (Detalj A – Slika 9-2) žarišno naprezanje se određuje linearnom ekstrapolacijom iz međučvorova prvih dvaju elemenata udaljenih od žarišne točke. Kako se naprezanje pojavljuje na mjestu koljena, način ekstrapolacije odgovara tipu b) (slika 3.5-5), odnosno veličina elementa za relativno finu mrežu iznosi 10 x 10 mm, gdje se točke ekstrapolacije nalaze u međučvorovima na 5 i 15 mm udaljenosti od žarišne točke. Smjer žarišnog naprezanja je vertikalno od gore prema donjoj traci koljena, odnosno prema žarišnoj točki, slika 3.5-5. Žarišno naprezanje se određuje prema formuli:

$$\sigma_{HS} = 1,5 \cdot \sigma_{5 \text{ mm}} - 0,5 \cdot \sigma_{10 \text{ mm}}.$$

Alternativno, kod relativno grube mreže žarišno naprezanje se može izračunati bilinearnom ekstrapolacijom iz čvorova prva tri konačna elementa udaljena od

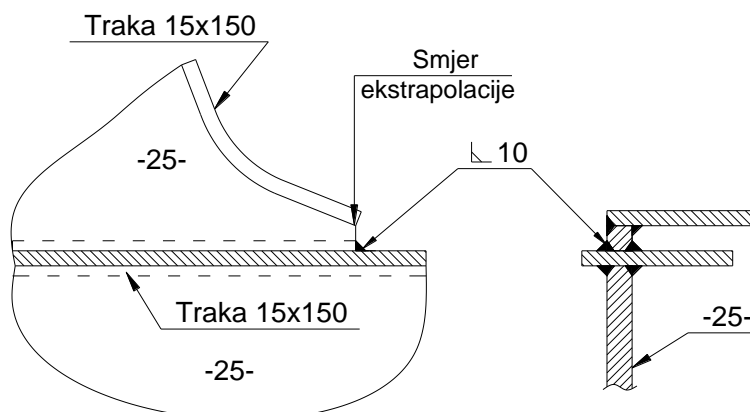
žarišne točke. Veličina elemenata iznosi 4 x 4 mm, a točke ekstrapolacije se nalaze na čvorovima udaljenim 4, 8 i 12 mm od žarišne točke. Za detalj A ovaj pristup nije primjenjiv. Za slučaj bilinearne ekstrapolacije žarišno naprezanje se određuje prema formuli:

$$\sigma_{HS} = 3 \cdot \sigma_{4 \text{ mm}} - 3 \cdot \sigma_{8 \text{ mm}} + \sigma_{12 \text{ mm}}.$$



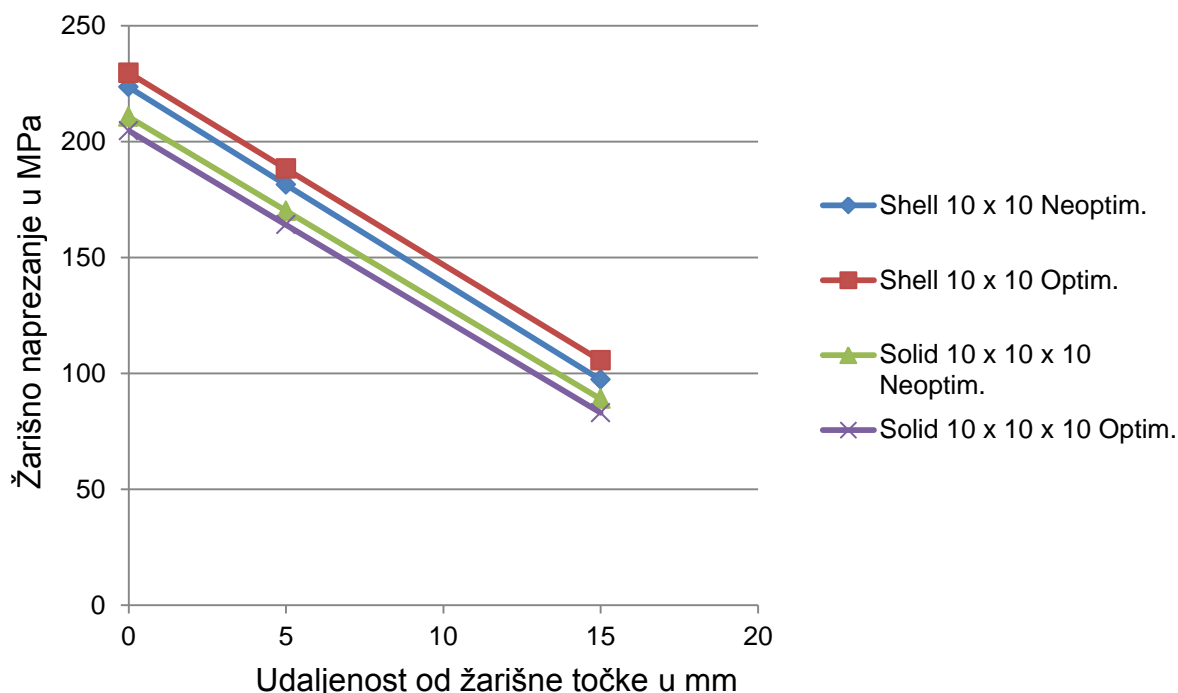
Slika 9-2 2D i 3D podmodel detalja A

Kako se najveće naprezanje pojavljuje na koljenu a ne na donjoj traci, smjer ekstrapolacije prikazan je na slici 9-3 gdje je veličina mreže konačnih elemenata uzeta 10 x 10 mm. U slučaju da se najveće naprezanje pojavilo na donjoj traci, smjer ekstrapolacije bi bio u smjeru trake, a veličina mreže i način ekstrapolacije bi odgovarao tipu a) (slika 3.5-5).



Slika 9-3 Poprečni presjek detalja A sa zavarima

Slika 9-4 prikazuje ekstrapolirano žarišno naprezanje za 2D i 3D konačne elemente. Kao što se da zaključiti, vrijednosti žarišnog naprezanja za slučaj gdje su modelirani zavari su manje nego vrijednosti kod pločastih elemenata. Razlog tome je dodatna krutost zavora koja nije modelirana u slučaju ljuskastih elemenata.



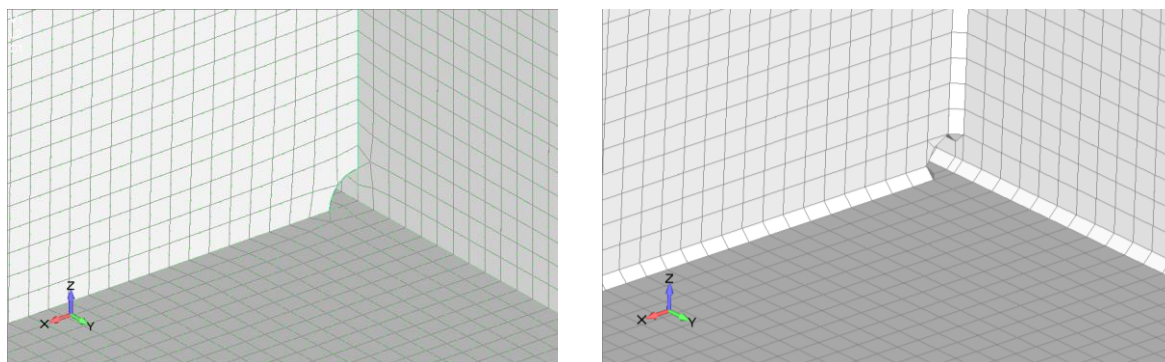
Slika 9-4 Ekstrapolacija žarišnih naprezanja za 1 slučaj opterećenja, detalj A

Kod detalja B (Slika 9-5) način ekstrapolacije odgovara tipu c) (slika 3.5-5). Uzima se mreža veličine $0,4t \times t$ gdje je t debljina ploče, a procjena žarišnog naprezanja se određuje linearnom ekstrapolacijom iz dviju čvornih točaka na $0,4t$ i $1t$ od žarišne točke. Pri tome konačni elementi moraju biti drugog reda i što pravilnijeg oblika. U slučaju eksplicitnog modeliranja zavara gdje se koriste trodimenzijski elementi, preporuča se mreža veličine $0,4t \times t \times t$. Žarišno naprezanje se određuje prema formuli:

$$\sigma_{HS} = 1,67 \cdot \sigma_{0,4t} - 0,67 \cdot \sigma_{1t}.$$

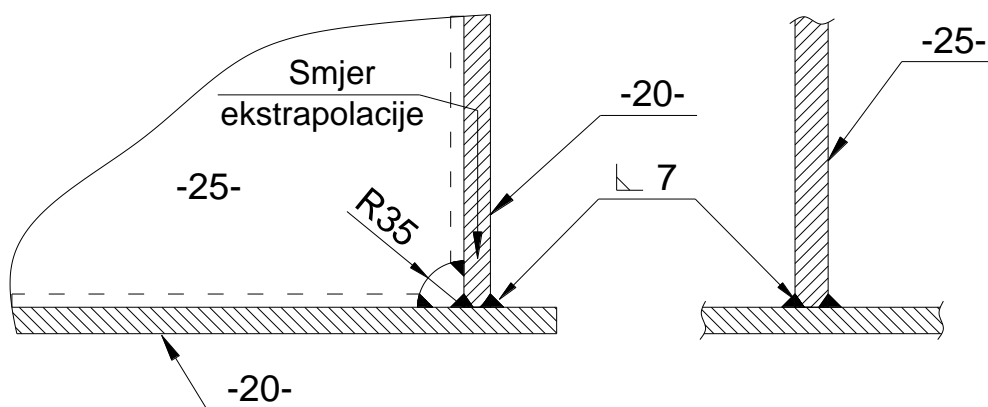
Za relativno grubu mrežu sa elementima višeg reda i veličinom mreže $t \times t$ procjena žarišnog naprezanja se određuje linearnom ekstrapolacijom iz međučvorova na udaljenosti $0,5t$ i $1,5t$ od žarišne točke. U slučaju podmodela modeliranog sa trodimenzijskim elementima, naprezanje se prvo linearno ekstrapolira po debljini elementa do površine elementa iz Gaussovih točaka pa zatim opet linearno ekstrapolira do žarišne točke. Preporučljivo je da mreža bude što pravilnijeg oblika i da je element veličine $t \times t \times t$, ali ne više od $w \times t \times t$ gdje w predstavlja debljinu lima sa dvije širine zavara. Žarišno naprezanje se određuje prema formuli:

$$\sigma_{HS} = 1,5 \cdot \sigma_{0,5t} - 0,5 \cdot \sigma_{1,5t}.$$

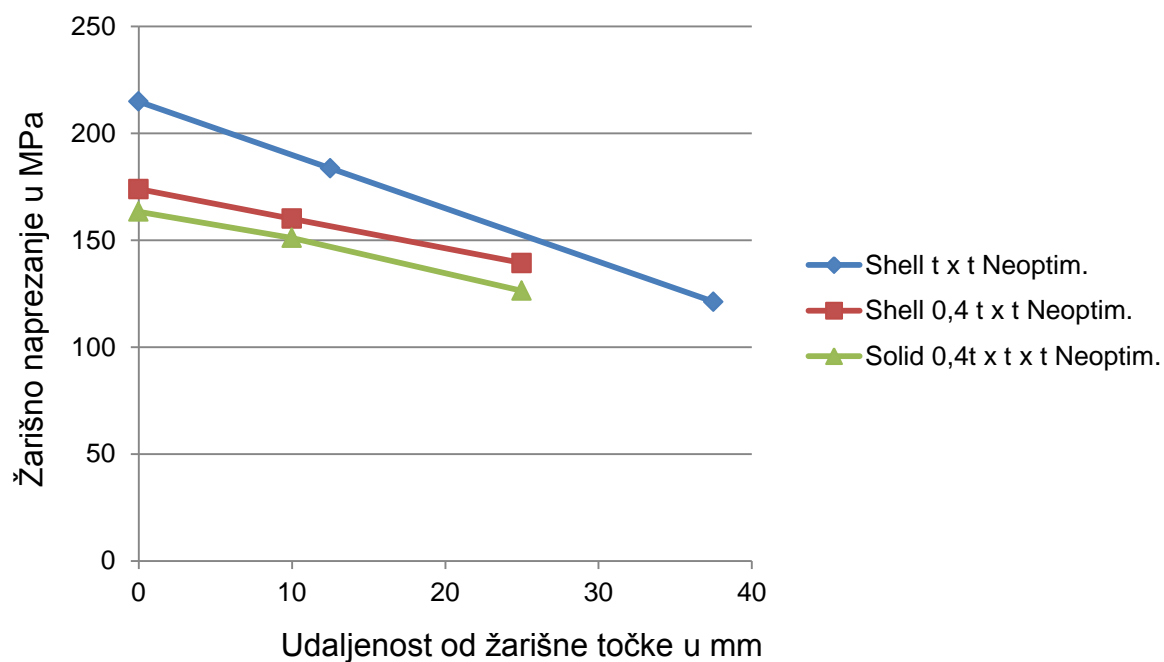


Slika 9-5 2D i 3D podmodel detalja B

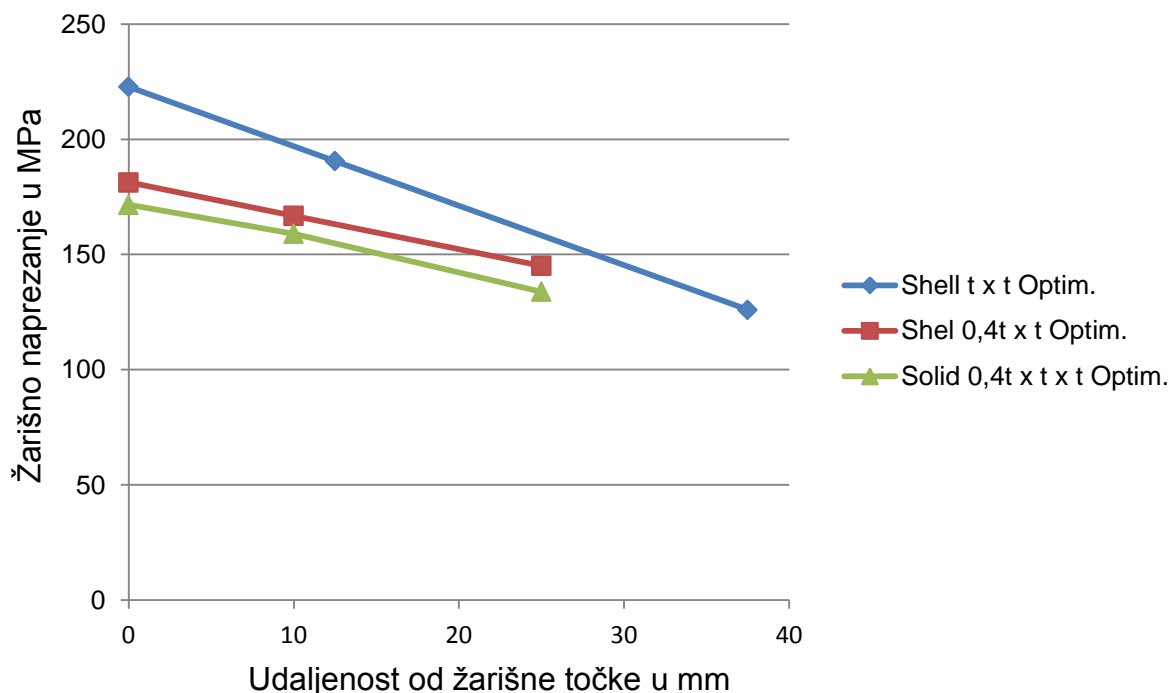
Slika 9-6 prikazuje poprečni presjek detalja B sa zavarima



Slika 9-6 Poprečni presjek detalja B sa zavarima



Slika 9-7 Ekstrapolacija žarišnih naprezanja za 1 slučaj opterećenja, detalj B (neoptimirana konstrukcija)



Slika 9-8 Ekstrapolacija žarišnih naprezanja za 1 slučaj opterećenja, detalj B (optimirana konstrukcija)

Kao što se vidi iz slika 9-5, 9-7 i 9-8, korištenjem različitih metoda ekstrapolacije žarišnih naprezanja dobivaju se različiti rezultati. Za detalj B najveća vrijednost je ispala za podmodel modeliran sa $t \times t$ pločastim elementima drugoga reda. Nešto manje vrijednosti žarišnih naprezanja su ispale za trodimenzijske modele sa zavarima, a razlog tome je dodatna krutost zavora koja utječe na smanjenje žarišnih naprezanja. Tablica 9-1 prikazuje rezultate ekstrapolacije za prvi i drugi slučaj opterećenja dobivenih pomoću metoda prema preporukama IIW [13]. U njoj su prikazani rezultati za oba podmodela (A i B). Iz tablice se uz veliko rasipanje rezultata može zaključiti da nijedna vrijednost žarišnog naprezanja nije prošla vrijednost granice razvlačenja.

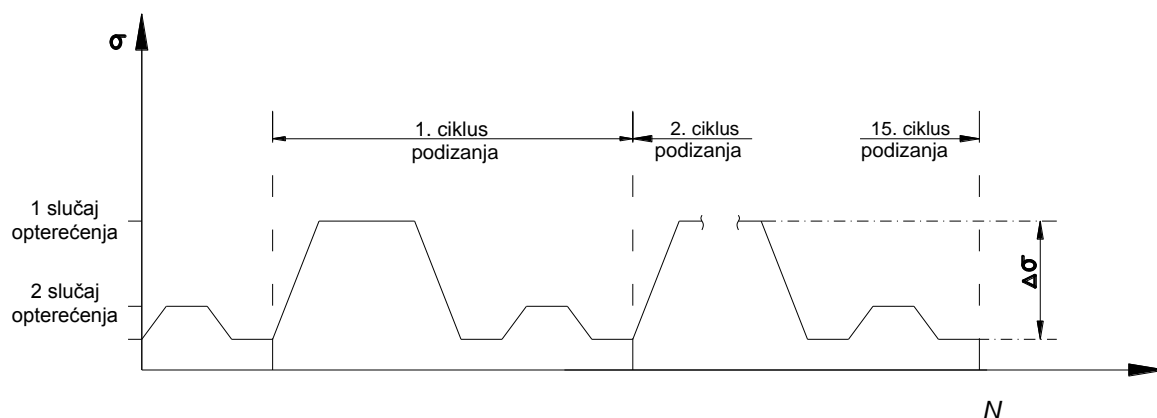
Kako je najveće naprezanje dobiveno statičkom analizom ispalo na mjestu detalja B, ekstrapolirano žarišno naprezanje je pokazalo da se na mjestu detalja A javlja veće žarišno naprezanje. Općenito govoreći, preporučljivo je da se analiziraju sva kritična mjesta na konstrukciji upravo zbog ovoga razloga. Propust detaljnije analize kritičnih točaka može dovesti do pogrešne procjene stanja koje u konačnici može dovesti do ozbiljnih oštećenja konstrukcije.

Detalj	Element	Red	Ekstrapolacija	Veličina elementa	D.O.F. (stupnjevi slobode)	Točka ekstrapolacije	Žarišno naprezanje Neoptimirane konstrukcije		Žarišno naprezanje Optimirane konstrukcije	
							1 slučaj	2 slučaj	1 slučaj	2 slučaj
A	Shell	2	Linearna	10 x 10 mm	415506	Međučvor na 5 i 15 mm	223,5	68,4	229,6	73,5
A	Solid	2	Linearna	10 x 10 x 10 mm	1038715	Međučvor na 5 i 15 mm	204,5	63,2	210,6	68,2
B	Solid	2	Linearna	25x25x25 mm ($t \times t \times t$)	173340	Gaussova točka 0,5 <i>t</i> i 1,5 <i>t</i>	*	*	*	*
B	Solid	2	Linearna	10x25x25 (0,4 <i>t</i> x $t \times t$)	173340	Čvor na 0,4 <i>t</i> i 1 <i>t</i>	163,32	51,98	171,56	54,27
B	Shell	2	Linearna	25 x 25 ($t \times t$)	70086	Međučvor na 0,5 <i>t</i> i 1,5 <i>t</i>	214,83	69,1	222,75	84,85
B	Shell	2	Linearna	10 x 25 (0,4 <i>t</i> x 1 <i>t</i>)	70086	Čvor na 0,4 $t \times 1t$	173,87	56,3	181,3	58,2
* Femap/NX Nastran nema mogućnost očitati vrijednosti u Gaussovima točkama										

Tablica 9-1 Vrijednosti žarišnih naprezanja

10. Pojednostavljeni proračun zamora kućišta kolotura

Proračun zamora konstrukcije određen je za ciklus opterećenja prema dnevnoj potrebi koju jaružar mora obaviti, odnosno cijeli brod se podiže i spušta 15 puta na dan 20 godina. Za cikličko naprezanje uzeto je ekstrapolirano žarišno naprezanje između prvog i drugog slučaja opterećenja na temelju principa premještanja plovila opisanog u poglavlju 2.1. Cikličko naprezanje je pretpostavljeno na temelju analize problema. Najtočnije određivanje ciklusa opterećenja bilo bi mjerenjem tenzometrima tokom rada jaružara. Kako ti podaci nisu dostupni, korišteni su svi ostali dostupni podaci. U slučaju potrebe dodatnog ispitivanja kućišta, podaci iz ovoga rada se mogu koristiti kao pomoć pri određivanju mjesta gdje bi se postavili tenzometri. Na slici 10-1 su prikazani pretpostavljeni ciklusi opterećenja.



Slika 10-1 Ciklusi opterećenja

Vrijednosti žarišnih napretnosti određeno je u prethodnom poglavlju i te vrijednosti se mogu očitati u tablici 9-1.

Akumulirano zamorno oštećenje računa se po formuli:

$$D = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_1} = \frac{1}{\bar{a}} \sum_{i=1}^k n_i \cdot (\Delta\sigma_i)^m \leq \eta$$

gdje su:

D – akumulirano zamorno oštećenje,

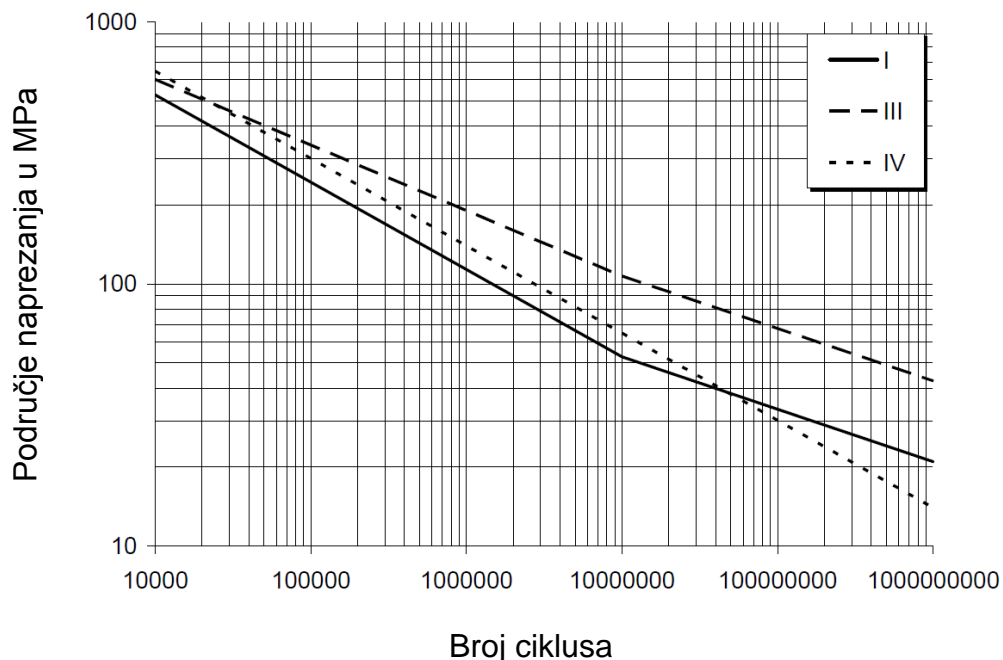
\bar{a}, m – parametri S-N krivulje,

n_i – broj ciklusa napretnosti,

N_i – broj ciklusa do loma i

η - Faktor iskorištenja, $\eta = 1$.

Slika 10-2 prikazuje tri S-N krivulje, I i III krivulja se odnose za konstrukcije u okruženju sa zračnom ili katodnom zaštitom materijala, s time da se I odnosi na zavarene spojeve (tablica 10-1). IV krivulja se odnosi za konstrukcije u korozivnom okruženju, tablica 10-2.



Slika 10-2 S-N krivulja za standardni brodograđevni čelik [11]

S-N parametri za okruženje sa zračnom ili katodnom zaštitom					
S-N krivulja	Materijal	$N \leq 10^7$		$N > 10^7$	
		$\log \bar{a}$	m	$\log \bar{a}$	m
I	Zavareni spojevi	12,164	3,0	15,606	5,0
III	Osnovni materijal	15,117	4,0	17,146	5,0

Tablica 10-1 Parametri S-N krivulje [11]

S-N parametri za osnovni materijal u korozivnom okruženju			
S-N krivulja	Materijal	$N \leq 10^7$	
		$\log \bar{a}$	m
IV	Osnovi materijal	12,436	3,0

Tablica 10-2 Parametri S-N krivulje za korozivno okruženje [11]

Kućište kolotura je premazano zaštitnim bojama, nalazi se u zatvorenom prostoru i nije izloženo velikom korozivnom utjecaju mora, a pošto se žarišno naprezanje pojavljuje u zavaru prva S-N krivulja vrijedi za ovaj slučaj. Karakteristike te S-N krivulje može se očitati u tablici 10-1.

Na temelju ciklusa opterećenja određen je životni vijek trajanja konstrukcije, dobiveni rezultati se mogu pronaći u tablici 10-3 i 10-4. Iz tablice je vidljiva usporedba rezultata za neoptimirano i optimirano kućište pri različitim žarišnim naprezanjima dobivenih metodama koje preporučuju klasifikacijska društva.

Ciklusi su pobrojani prema rainflow metodi gdje se postupak zbrajanja ciklusa može vidjeti na primjeru u Prilogu 3. Postupak zbrajanja ciklusa za ovaj slučaj je napravljen analitički zbog pojednostavljenoga ciklusa opterećenja. Kako u mnogim slučajevima gdje se mjerenje provodi tenzometrima, dobivaju se ogromni podaci o ciklusima i analitički pristup brojanja ciklusa bi jednostavno bio nemoguć. U tom slučaju se koriste razni računalni kodovi koji automatski zbrajaju cikluse naprezanja. Treba napomenuti da dobiveni ciklusi ispitivanjem tenzometrima daju najpouzdaniju procjenu životnog vijeka konstrukcije. U okviru ovoga rada nije bilo moguće napraviti ispitivanje tenzometrima pa su se uz određena pojednostavljena pretpostavili ciklusi opterećenja (slika 10-1).

Na temelju prebrojanih ciklusa opterećenja određenih prema rainflow metodi, izračunat je životni vijek trajanja konstrukcije, rezultati za podmodel detalja A se mogu pronaći u tablici 10-3, a rezultati za podmodel detalja B se mogu naći u tablici 10-4. Iz tablice je vidljiva usporedba rezultata za neoptimirano i optimirano kućište pri različitim žarišnim naprezanjima dobivenih metodama koje preporučuju klasifikacijska društva. n_1 i n_2 , se odnose na broj ciklusa dobivenih rainflow metodom iz slike 10-1. n_1 je broj ciklusa za 1 slučaj opterećenja, a n_2 za drugi slučaj opterećenja. N_1 i N_2 se odnose na cikluse do loma dobivenih iz S-N krivulje (slika 10-2) za zadano opterećenje. D predstavlja akumulirano zamorno oštećenje izračunato prema prethodno definiranoj formuli, koja ovisi o broju ciklusa za svaki slučaj. Tablice 10-3 i 10-4 daju još podatak o očekivanom životnom vijeku u radnim godinama i danima koliko kućište kolotura može izdržati do potpunog sloma. Kao što se vidi rezultati dosta odstupaju, ovisno o odabranom ekstrapoliranom žarišnom naprezanju. Kao što je bilo za očekivati, za podmodel detalja A je predviđen najmanji životni vijek i to 26,3 godine za slučaj neoptimirane konstrukcije i 22,7 godina za optimiranu konstrukciju. Ekstrapolacija za taj slučaj je rađena za pločastim elementima veličine 10 x 10 mm. Za taj detalj nešto duži životni vijek predviđa ekstrapolirano naprezanje dobiveno 3D elementima gdje je modeliran zavar. Detalj A i B su zadovoljili predviđeni životni vijek trajanja od 20 godina i uz godišnji pregled i održavanje može se reći da do zamora toga dijela neće doći. Najtočniji i najpouzdaniji rezultat bi bio mjerenjem tenzometrima tokom rada samoga jaružara što dakako u fazi projektiranja nije moguće napraviti.

Detalj A	Shell 10 x 10 mm		Solid 10 x 10 x 10 mm	
	Neoptimirano	Optimirano	Neoptimirano	Optimirano
n_1	109500			
n_2	116800			
N_1	150000	129000	173000	165000
N_2	4150000	3990000	6000000	4150000
D	0,75	0,88	0,65	0,69
Očekivani životni vijek u radnim godinama	26,33	22,74	30,6	28,85
Očekivani životni vijek u radnim danima	9611	8300	11165	10531

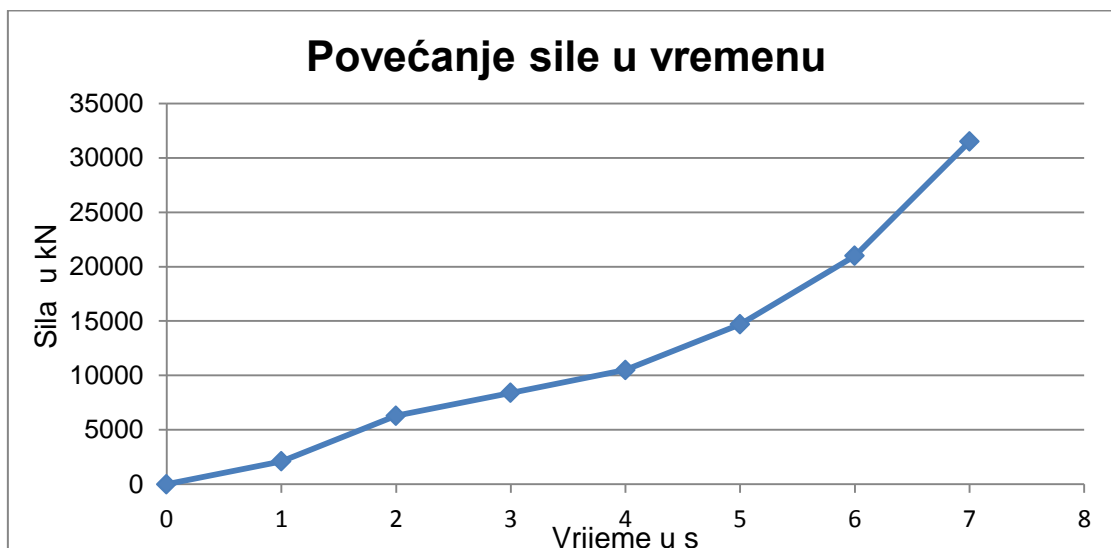
Tablica 10-3 Akumulirano zamorno oštećenje i životni vijek trajanja konstrukcije za detalj A

Detalj B	Shell $t \times t$		Shell $0,4t \times t$		Solid $0,4t \times t \times t$	
	Neoptimirano	Optimirano	Neoptimirano	Optimirano	Neoptimirano	Optimirano
n_1	109500					
n_2	116800					
N_1	160000	150000	360000	285000	370000	300000
N_2	4000000	2250000	7100000	7000000	11000000	11000000
D	0,71	0,78	0,32	0,40	0,31	0,38
Očekivani životni vijek u radnim godinama	27,97	25,53	62,11	49,72	64,94	53,05
Očekivani životni vijek u radnim danima	10210	9320	22671	18147	23706	19364

Tablica 10-4 Akumulirano zamorno oštećenje i životni vijek trajanja konstrukcije za detalj B

11. Nelinearna analiza konstrukcije

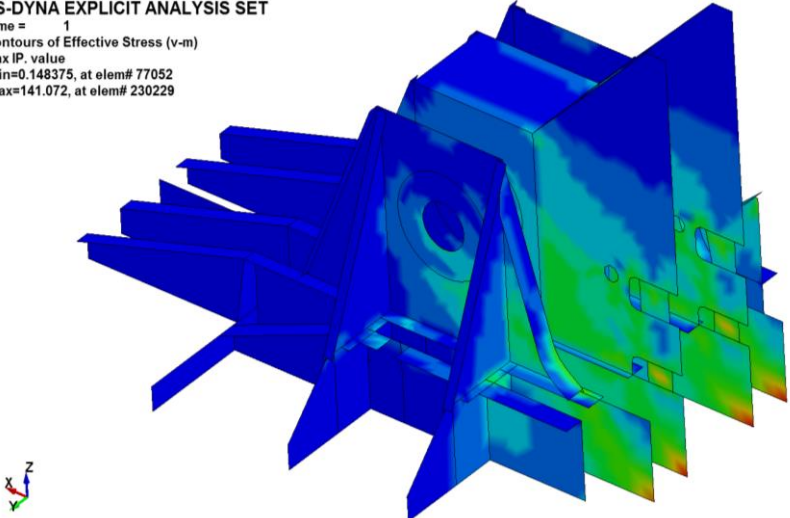
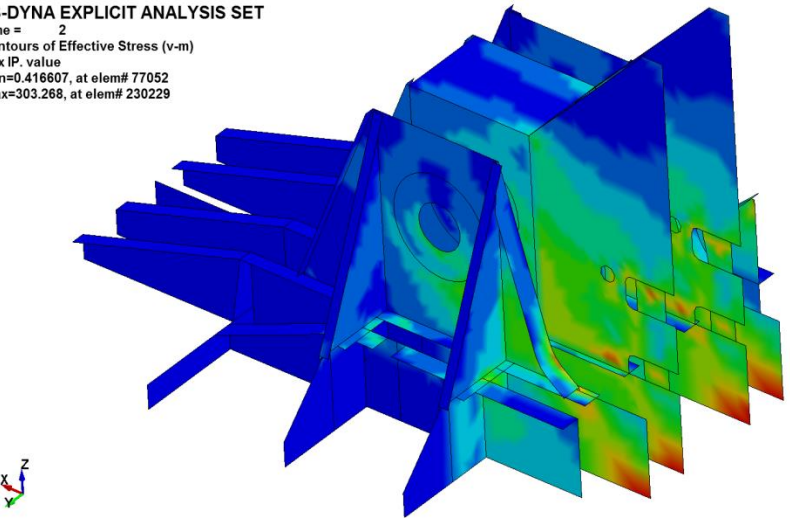
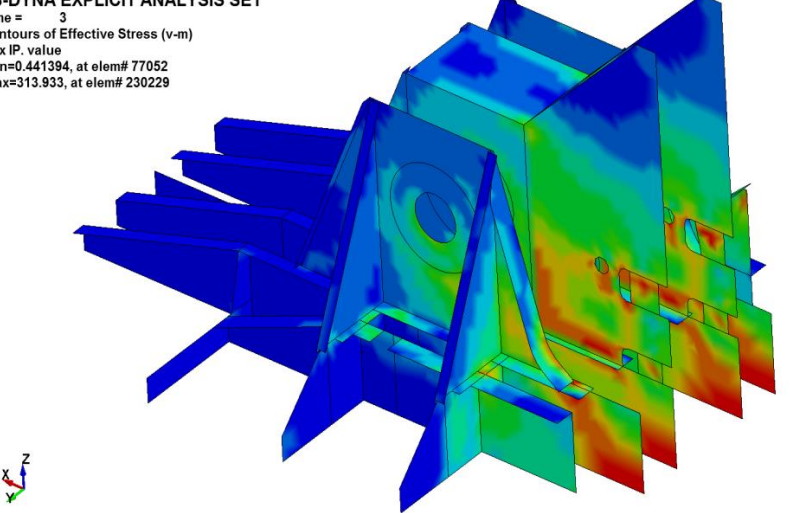
Nelinearna analiza vršena je samo za optimiranu konstrukciju gdje se podaci o debljinama i materijalu mogu pronaći u poglavlju 7 ovoga rada. Nelinearnom analizom se željelo odrediti ponašanje kućišta kolotura u nelinearnom području povećavanjem sile u vremenu. Dodatno se ovom analizom željelo odrediti granično stanje konstrukcije pri ekstremnim opterećenjem. Pri ovoj analizi uzet je vremenski period od 7 sekundi gdje se sila u koloturima povećavala u tom vremenskom periodu (slika 11-1). Za materijalni model uzet je elasto-plastičan materijalni model objašnjen u teorijskom djelu rada, slika 3.7-2. Na ordinati dijagrama se nalazi vrijednost sile koja se povećavala tokom svake sekunde.

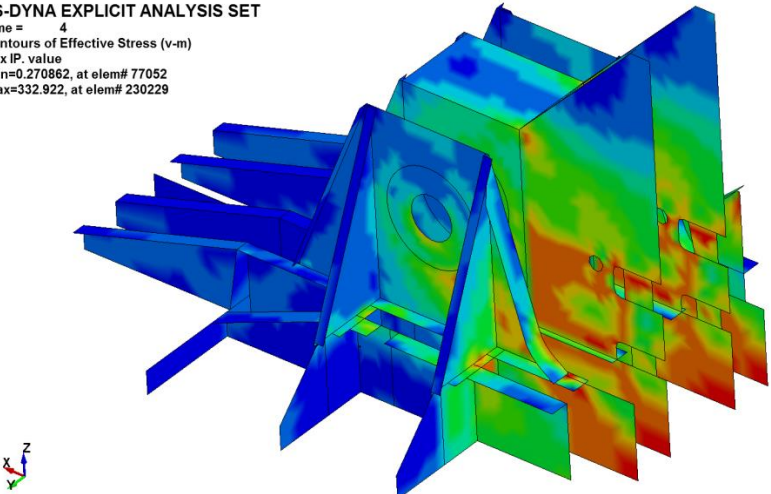
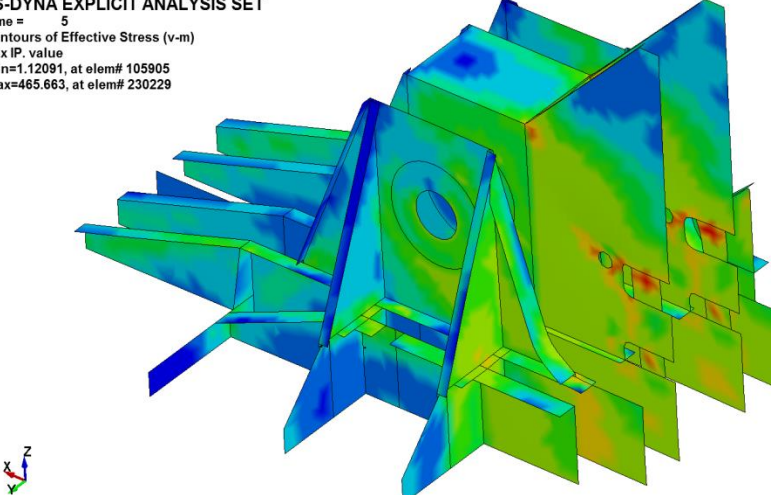
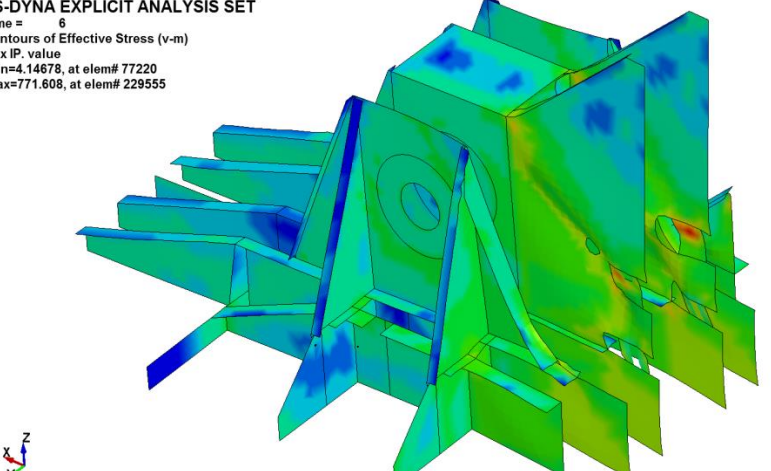


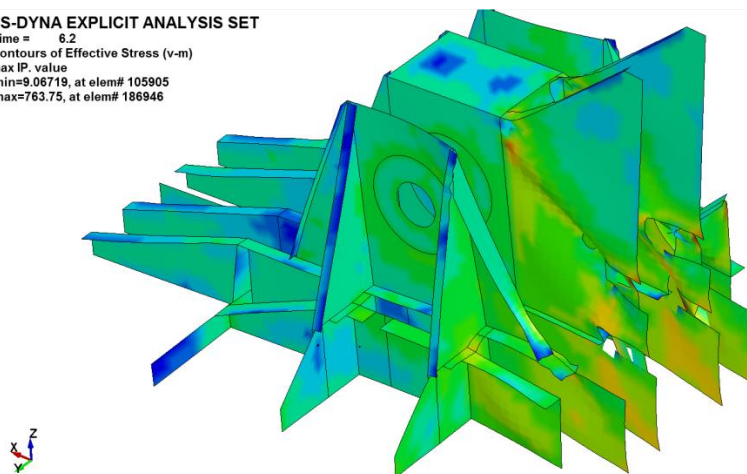
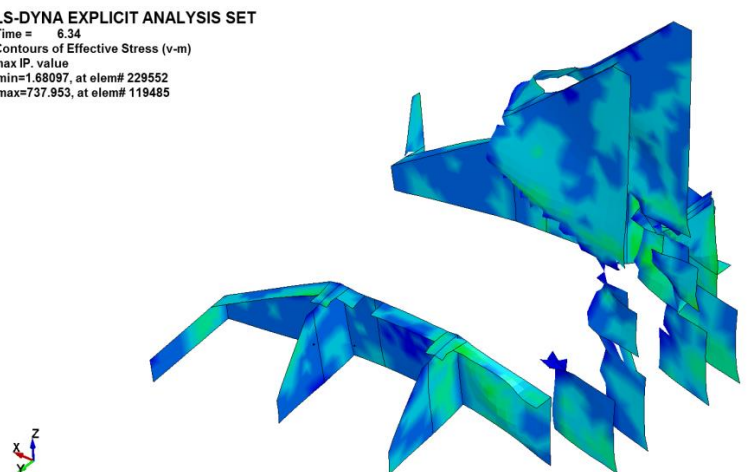
Slika 11-1 Vremenska funkcija opterećenja

Nelinearna analiza je rađena u LS Dyni programu koji se bazira na metodi konačnih elemenata. Rezultat analize za zadano povećanje sile kaže da će do potpunog sloma konstrukcije doći pri 11 puta većoj sili nego što je trenutno zadana. Granično stanje (235 MPa) će se dosegnuti pri sili od 3500 kN, odnosno sili 1,66 puta većoj nego što je trenutno najveća zadana. Ovdje treba napomenuti da su koloture smatrane idealno krute i da je analiza rađena pod pretpostavkom da će prije doći do loma kućišta nego kolotura.

Na slici 11-2 može se vidjeti stanje kućišta u svakoj sekundi do potpunog sloma. Može se primijetiti da je mjesto najvećeg naprezanja dobiveno statičkom analizom promijenilo mjesto uslijed plastifikacije i da se inicijalna pukotina ne stvara na mjestu detalja A ili B (vidi poglavlje 9 ovoga rada). Ta promjena se najbolje može vidjeti na slikama kućišta za vrijeme od 4 i 5 sekundi. Inicijalna pukotina se stvara na gornjem djelu spoja dodanog ojačanja i postojeće konstrukcije kućišta.

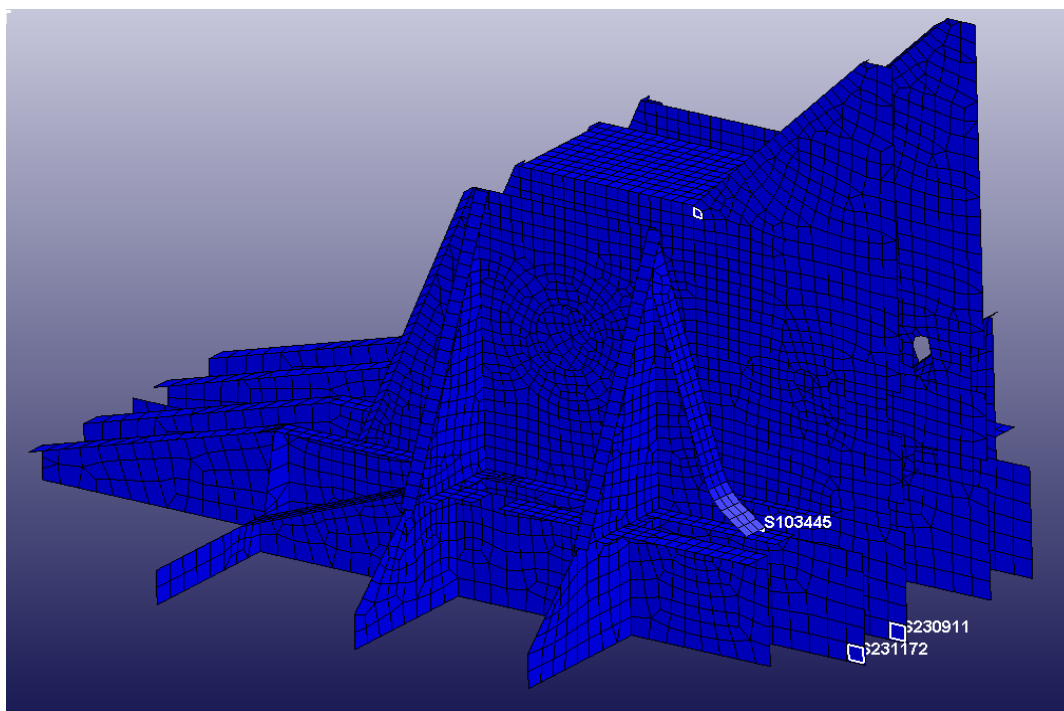
<p>LS-DYNA EXPLICIT ANALYSIS SET Time = 1 Contours of Effective Stress (v-m) max IP. value min=0.148375, at elem# 77052 max=141.072, at elem# 230229</p>  <p>A 3D finite element analysis (FEA) model of a mechanical component, likely a bracket or support, is shown. The model is rendered with a color gradient representing effective stress. The majority of the part is blue, indicating low stress. A small region on the right side shows a transition to green and yellow, indicating slightly higher stress levels. The model is oriented with a coordinate system (X, Y, Z) visible in the bottom left corner.</p>	<p>Raspored naprezanja u 1 sekundi pri sili od 2100 kN, najveće naprezanje u kućištu iznosi 141 MPa. Kućište je u elastičnom području</p>
<p>LS-DYNA EXPLICIT ANALYSIS SET Time = 2 Contours of Effective Stress (v-m) max IP. value min=0.416607, at elem# 77052 max=303.268, at elem# 230229</p>  <p>A 3D finite element analysis (FEA) model of the same mechanical component is shown at a later time. The stress distribution is more pronounced, with a larger area of yellow and orange, indicating higher stress levels. The model is oriented with a coordinate system (X, Y, Z) visible in the bottom left corner.</p>	<p>Raspored naprezanja u 2 sekundi pri sili od 6300 kN, najveće naprezanje u kućištu iznosi 303 MPa. Kućište je u elasto-plastičnom području. Mjesto detalja A i B se lokalno plastificiralo.</p>
<p>LS-DYNA EXPLICIT ANALYSIS SET Time = 3 Contours of Effective Stress (v-m) max IP. value min=0.441394, at elem# 77052 max=313.933, at elem# 230229</p>  <p>A 3D finite element analysis (FEA) model of the same mechanical component is shown at the latest time step. The stress distribution is the most intense, with a large area of yellow and orange, indicating the highest stress levels. The model is oriented with a coordinate system (X, Y, Z) visible in the bottom left corner.</p>	<p>Raspored naprezanja u 3 sekundi pri sili od 8400 kN, najveće naprezanje u kućištu iznosi 314 MPa. Kućište je u elasto-plastičnom području. Zona širenja plastifikacije se proširila.</p>

<p>LS-DYNA EXPLICIT ANALYSIS SET Time = 4 Contours of Effective Stress (v-m) max IP. value min=0.270862, at elem# 77052 max=332.922, at elem# 230229</p> 	<p>Raspored naprezanja u 4 sekundi pri sili od 10500 kN, najveće naprezanje u kućištu iznosi 330 MPa. Primjećuje se širenje plastične zone oko detalja A i B. Također se primjećuje pojava naprezanja na spoju dodanog ojačanja i postojeće konstrukcije kućišta.</p>
<p>LS-DYNA EXPLICIT ANALYSIS SET Time = 5 Contours of Effective Stress (v-m) max IP. value min=1.12091, at elem# 105905 max=465.663, at elem# 230229</p> 	<p>Raspored naprezanja u 5 sekundi pri sili od 14700 kN, najveće naprezanje u kućištu iznosi 466 MPa. Kućište je velikim djelom u plastičnom području. Zona oko detalja A i B je potpuno u plastičnom području.</p>
<p>LS-DYNA EXPLICIT ANALYSIS SET Time = 6 Contours of Effective Stress (v-m) max IP. value min=4.14678, at elem# 77220 max=771.608, at elem# 229555</p> 	<p>Raspored naprezanja u 6 sekundi pri sili od 21000 kN, najveće naprezanje u kućištu iznosi 772 MPa. Kućište je velikim djelom u plastičnom području, deformacije su u ovom trenutku vidljive.</p>

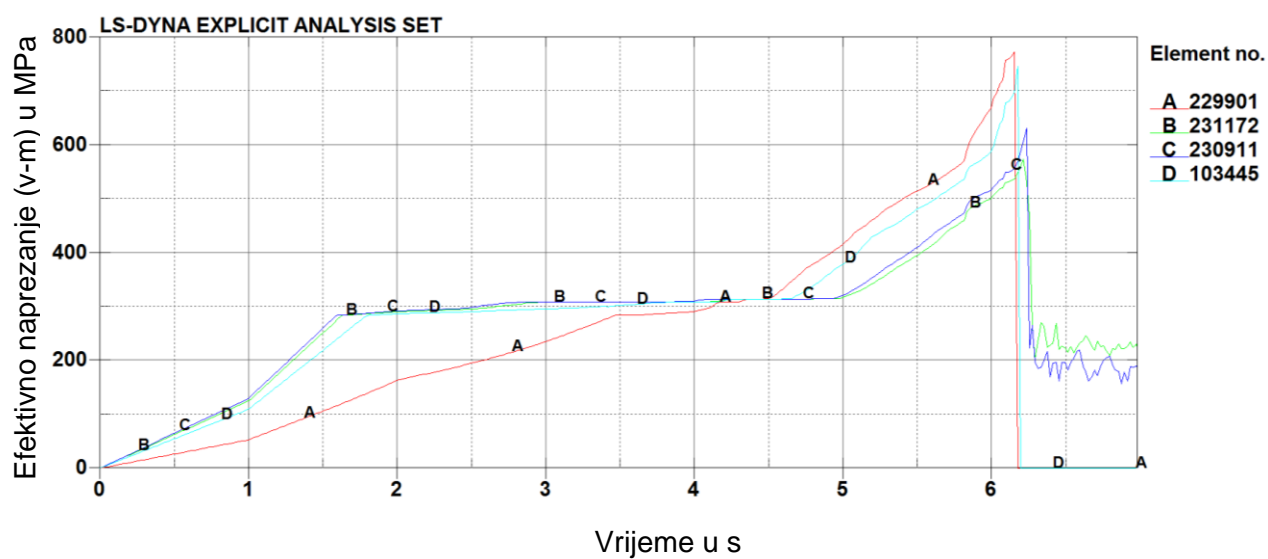
<p>LS-DYNA EXPLICIT ANALYSIS SET Time = 6.2 Contours of Effective Stress (v-m) max IP. value min=9.06719, at elem# 105905 max=763.75, at elem# 186946</p> 	<p>Raspored naprezanja u 6,2 sekundi pri sili od 23100 kN. U kućištu dolazi do pada naprezanja koje sada iznosi 766 MPa. U ovom trenutku se stvara inicijalna pukotina na spoju dodanog ojačanja i postojeće konstrukcije kućišta.</p>
<p>LS-DYNA EXPLICIT ANALYSIS SET Time = 6.34 Contours of Effective Stress (v-m) max IP. value min=1.68097, at elem# 229552 max=737.953, at elem# 119485</p> 	<p>Nedugo nakon stvaranja inicijalne pukotine, pukotina se nadalje širi i u 6.34 sekundi dolazi do potpunog loma kućišta. Mjesto detalja A i B se ne lome nego ostaju trajno plastificirani.</p>

Slika 11-2 Povećanje sile do potpunog sloma konstrukcije

U svrhu detaljnijeg razmatranja problema, izdvojena su četiri konačna elemenata iz kojih se dobio dijagram ovisnosti vremena i naprezanja. Mjesto ta četiri konačna elementa prikazano je i označeno na slici 11-3 a dijagram za pripadne elemente može se vidjeti na slici 11-4. Konačni element S103445 je na mjestu koljena sa zakrivljenom trakom (Detalj A u poglavlju 9), S231172 je konačni element na mjestu detalja B. Konačni element S229901 je na mjestu stvaranja inicijalne pukotine, a element S230911 je uzet kao dodatni konačni element. Kao što se je u dijagramu prikazano, prvo dolazi do loma na mjestu elementa S229901 (početak inicijalne pukotine), a zatim se pukotina širi po dodanom ojačanju. Na mjestima elemenata S230911, S231172 i S103445 (detalj A i B gdje se pojavilo najveće naprezanje dobiveno statičkom analizom) ne dolazi od loma nego do trajne plastične deformacije.



Slika 11-3 Mjesto 4 konačna elementa uzeta za daljnje razmatranje



Slika 11-4 Dijagram ovisnosti vremena o naprezanju za 4 konačna elementa

12. Zaključak

U radu je provedena strukturna analiza kućišta kolotura i njegova temelja. Rezultati linearne statičke analize početne izvedbe kućišta pokazuju najveće naprezanje od 285,2 MPa na mjestu prikazanom na slici 6.1-2 što premašuje iznos dopuštenog naprezanja. Stoga je konstrukciju potrebno dodatno ojačati. Dodani su limovi s trakama (prikazani na slici 6.2-1 i 6.2-2). Napravljena je nova analiza koja pokazuje da su dodana ojačanja bitno smanjila naprezanje te sada naprezanje iznosi 131,5 MPa i nalazi se na mjestu temelja kućišta kolotura (slika 6.3-1). Takvo naprezanje u dopuštenim je granicama (tablica 2.2-3). Kako je većina limova napravljena iz čelika povećane čvrstoće, razmotrena je mogućnost uštede materijala kroz optimizaciju konstrukcije. Rezultat optimizacije je ušteda 14,7 % mase čelika pri čemu je istodobno čelik povišene čvrstoće zamijenjen čelikom manje čvrstoće (GR-A). Optimizacijom se naprezanje povećalo na 142,3 (MPa), a mjesto najvećeg naprezanja se nije promijenilo. Rezultati statičke analize mogu se vidjeti u tablici 12-1. Ukupni pomak mjeren je na mjestu kućišta kolotura u zoni postavljene sile.

	1 slučaj opterećenja		2 slučaj opterećenja	
	Naprezanje prema Von Misesu u MPa	Ukupni pomak u mm	Naprezanje prema Von Misesu u MPa	Ukupni pomak u mm
Konstrukcija bez pojačanja	285,2	3,2	90,6	1,0
Ojačana neoptimirana konstrukcija	131,5	1,1	42,5	0,3
Ojačana optimirana konstrukcija	142,3	1,2	46,4	0,3

Tablica 12-1 Rezultat linearne statičke analize

Napravljena je i analiza izvijanja strukture u zoni kućišta kolotura. Samo kućište je vlačno opterećeno i limovi su relativno debeli pa je mogućnost pojave izvijanja malo vjerojatna. Panel koji se ispitao je oplata jaružara debljine 12 mm ukrepljena s HP profilima. Analiza je provedena prema pravilima i uputama Registra [6]. Analiza izvijanja je prikazana u poglavlju 8 ovoga rada i zaključak je da ne postoji opasnost od pojave izvijanja, niti je potrebno dodatno ukrepljivati panel.

Određivanje žarišnog naprezanja napravljeno je prema preporukama klasifikacijskih društava. U radu je prikazano određivanje žarišnih naprezanja na vrhu koljena sa

savijenom trakom i mjestu najvećeg naprezanja (detalji A i B na slici 9-2). Pri određivanju žarišnog naprezanja korištena je metoda podmodeliranja. Rezultati za podmodel detalja A i B se mogu pronaći u tablici 9-1. Iz tablice je vidljivo odstupanje rezultata primjenom različitih preporuka klasifikacijskih društava. Treba naglasiti da ne postoje jasne upute o postupku ekstrapolacije koje bi obuhvatile različite vrste i položaje potencijalnih žarišnih točaka te utjecaj izbora veličine i vrste konačnih elemenata pomoću kojih se žarišna naprezanja određuju.

Određivanje žarišnih naprezanja sveobuhvatan je problem u čije je rješavanje uložen znatan znanstveno-istraživački rad. Razlog tome su raspršenost i nekonzistentnost rezultata kao posljedica nedostataka preciznih uputa i pravila za proračun i određivanje žarišnih naprezanja koja bi omogućila dosljednu analizu rezultata. Dok se ne naprave bolje upute i preporuke analitičar se može osloniti na preporuke klasifikacijskih društava, stručnu i znanstvenu literaturu ili na znanstveno istraživačke radove [14], [15], [21], [22], [23] kod kojih su rađena ispitivanja na stvarnim strukturnim detaljima.

Na temelju ekstrapoliranih žarišnih naprezanja i ciklusa opterećenja određeno je zamorno oštećenje. Ciklusi su pretpostavljeni na temelju rada jaružara gdje se jaružar spušta i podiže 15 puta na dan. Treba napomenuti da je iznimno teško predvidjeti sve uvjete u kojima jaružar radi jer se vrijednosti naprezanja bitno razlikuju ukoliko jaružar iskopava pijesak ili kamenje, ovisi o tipu tla po kojem se on pomiče pa čak i o operativnom timu koji radi na jaružaru. Zanimljiva je usporedba operativnih timova na sličnom tipu jaružara pri čemu je jedan tim operatera imao znatno više puknutih užeta nego drugi tim. S takvim varijacijama u radu životni vijek ovakvih konstrukcija je iznimno zahtjevno analitički egzaktno odrediti. Najpouzdanija metoda određivanja životnog vijeka bi bila mjerenjem tenzometrima tokom rada jaružara što dakako u fazi projektiranja nije moguće. U svakom slučaju, ako se ikada javi potreba za mjerenjem tenzometrima, ovaj rad bi se mogao iskoristiti na način da se odrede mjesta gdje bi se tenzometri postavili.

U sklopu ovoga rada napravljena je i nelinearna analiza kućišta gdje se sila linearno povećavala tokom vremena. Rezultat analize ukazuje na to da do sloma konstrukcije dolazi kod sile koja je 11 puta veća od projektne sile (2100 kN - 1 slučaj opterećenja). Zanimljivo je da se inicijalna pukotina ne stvara na mjestu najvećeg naprezanja (mjesto temelja kućišta) dobivenog statičkom analizom, niti na mjestu najvećeg žarišnog naprezanja (detali A i B) nego se pukotina pojavljuje na mjestu spoja dodanog ojačanja i postojeće konstrukcije kućišta (Slika 11-2). Uz taj podatak mjesto detalja A i B se ne lomi, nego se trajno plastificira. U tablici 12-2 prikazani su rezultati

nelinearne analize za svaku sekundu prirasta sile u kućištu kolotura kao i pripadna naprezanja.

Vrijeme u	Sila u kN	Naprezanje u MPa
1	2100	141
2	6300	303
3	8400	314
4	10500	330
5	14700	466
6	21000	772
6.2	23100	766

Tablica 12-2 Rezultat nelinearne analize

Na slici 12-1 može se vidjeti kućište kolotura u proizvodnji. Radi se o neoptimiranoj konstrukciji na koju su dodana ojačanja objašnjena u ovom radu (slika 6.2-1). Treba napomenuti da je optimizacija konstrukcije rađena u svrhu istraživanja i učenja. Također se željelo prikazati mogućnosti optimizacijskog algoritma u Femap/Nx Nastran paketu te eventualnu praktičnu primjenu tog alata. Kod ispitivanja ovog kućišta (neoptimiranog) provedenog u pogonu brodogradilišta NMC potvrđena je točnost strukturne analize prikazane u ovom radu. Dodatni dokaz za točnost strukturne analize je i jaružar koji se trenutno nalazi u Panami i radi bez ikakvih problema na kućištu kolotura.



Slika 12-1 Kućište kolotura u proizvodnji

Literatura

1. Classification of Dredgers – Technical & Regulatory Developments, G. De Jong, Bureau Veritas, 2010
2. SOLAS, International Convention for the Safety of Life at sea.
3. MARPOL, International Convention for the Prevention of Pollution from Ships.
4. Rules for the Classification of Steel ships, Chapter 13 –Rules for dredging activity, Bureau Veritas, Siječanj 2013.
5. Rules for the certification of lifting appliances onboard ships and offshore units - (Sec. 4.3.2 direct calculations), Bureau Veritas, 2011.
6. Common Structural Rules for Bulk Carriers, Rules, January 2006.
7. Metoda konačnih elemenata, Jurica Sorić, Zagreb 2004.
8. Femap with NX Nastran, verzija 10.3.1, dokumentacija.
9. NX Nastran 8 Design Sensitivity and Optimization User's Guide, Ch.3, Femap dokumentacija.
10. Gradient methods for regularized optimization, Stephen Wright, Vancouver, 2011.
11. Fatigue assessment of ship structures, Bureau veritas, 2010.
12. Fatigue strength of ship structures, W. Fricke, H.Paetzold, GL Technology, Germanischer Lloyd, Hamburg 1997.
13. Recommendations from fatigue design of welded joints and component, International institute of welding, 2005.
14. Comparison of different calculation method for structural stresses at weld joint, O.Doerk, W.Fricke, C.Weissenborn, 2002.
15. An experimental study on the fatigue strength assessment of longi-web connections in ship structures using structural stress, M.H. Kim, S.W.Kang, J.H. Kim, K.S. Kim, J.K. Kang, J.H. Heo, Korea,2009.
16. Dinamička izdržljivost brodskih konstrukcija – nastavni materijal , Joško Parunov, Zagreb, siječanj 2008.
17. Sigurnost konstrukcije spremnika na brodovima za prijevoz ukapljenog plin, Smiljko Rudan, Doktorski rad, Zagreb 2006.
18. LS-Dyna Theory manual, Compiled by John O. Hallquist, March 2006.

19. Nonlinear finite element analysis, Doc.Ing. Vladimir Ivančo. Slovakia, 2011.
20. Tehnička i projektna dokumentacija, Navalis Split, IHC Merwede, 2012.
21. Finite element methods for structural hot spot stress determination – a comparison of procedures, I.Poutiainen, P. Tanskanen, G. Marquise, 2004.
22. Comparison of different structural stress approaches for fatigue assessment of welded ship structures, W. Fricke, A. Kahl, 2006.
23. Fatigue strength investigation of welded details of stiffened plate structures in steel ships, W.Fricke, A. Von Lilienfeld-Toal,H. Paetzold, Germany, 2011.
24. Pravila za tehnički nadzor pomorskih brodova, Dio.2 - trup, Hrvatski registar brodova,2003.
25. Spektralna analiza brodskih konstrukcija, Smiljko Rudan, Magistarski rad, Zagreb 2002.
26. Marine structural design, Yong Bai, 2003
27. Review of fatigue strength assessment of nonwelded and welded structures based on local parameters, D. Radaj, 1995.
28. On the prediction of height-cycle fretting fatigue strength: Theory of critical distances vs. Hot-spot approach, J.A. Araujo, L. Susmel, D. Taylor, J.C.T. Ferrp, J.L.A Ferreira, Ožujak 2007.
29. Fem stress concentration factors for fillet welds CHC-plate T-joint, S.Krščanski, G.Turkalj, University of Rijeka, Rijeka 2012.
30. Offshore standard DNV-OSB101-Metalic Materials, Listopad 2012.
31. Tugs, supply vessels and other offshore/harbour vessels (Section 8), DNV Rules and classification of ships, Siječanj 2013.
32. Fatigue life estimation, Dr. Frank Sherratt.
33. Nauka o čvrstoći, D. Bazjanac, Tehnička knjiga Zagreb 1966.
34. Teorija plastičnosti i viskoelastičnosti, D. Pustaić, Zagreb 2009
35. Finite element procedures, Klaus-Jürgen Bathe, New Jersey, 1996
36. Classification of Dredgers – Technical & Regulatory Developments, G. De Jong, Bureau Veritas, 2010.
37. Strojarski priručnik, B. Kraut, Zagreb, 1970.

Prilog 1

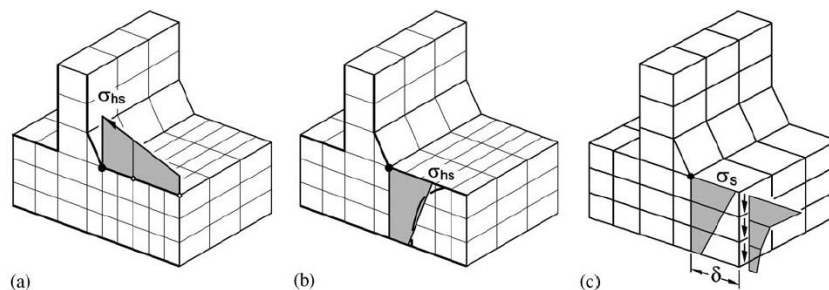
Usporedba različitih pristupa pri određivanju žarišnih naprezanja

U ovom prilogu opisana su 3 načina određivanja žarišnih naprezanja, po IIW preporukama, Dongova metoda, metoda Xiao i Yamade. Prethodno navedene metode vrijede samo za određivanje žarišnog naprezanja u vrhu zavora, ali ne i za korijen zavora. Za određivanje žarišnog naprezanja u korijenu zavora potrebno je odrediti na neki drugi način.

Prilog se odnosi na određivanje žarišnih naprezanja za tipične zavarne strukturne detalje brodske konstrukcije, iako se iste tehnike mogu sa dobrom pouzdanošću primijeniti i na cijevne zavarene spojeve.

Određivanje žarišnih naprezanja prema IIW [22]

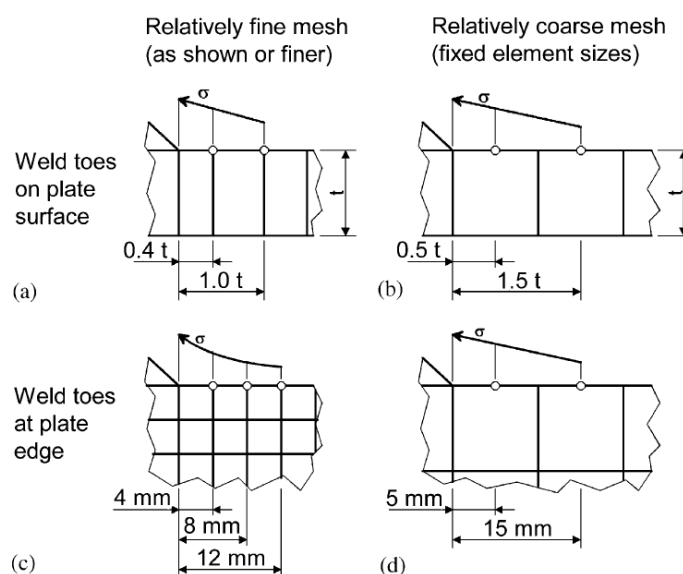
Tradicionalni pristup određivanju žarišne točke je linearna ili kvadratična ekstrapolacija naprezanja na dvije ili tri referentne točke ispred žarišne točke. Preporuka IIW-a (eng. International Institute of Welding) je da ta udaljenost bude $0,4t / 1,0t$ ili $0,4t / 0,9t / 1,4t$ gdje je t debljina lima (slika P1-1a). Ove udaljenosti vrijede ako se žarišno naprezanje određuje na površini lima gdje je pretpostavka da se lokalna naprezanja povećavaju do žarišne točke. Ako se naprezanje pojavljuje na rubu ploče preporuča se kvadratična ekstrapolacija preko referentnih točaka na fiksnoj udaljenosti od vrha zavora i to na 4, 8 i 12 mm udaljenosti. Drugi način je određivanje linearnom ekstrapolacijom iz Gaussovih točaka udaljenih 5 i 15 mm od vrha zavora gdje je veličina konačnih elemenata 10×10 mm. Kod slučaja određivanja žarišnog naprezanja na rubu lima, debljina lima nije uzeta kao parametar nego se ekstrapolacija uzima iz fiksnih točaka na određenoj udaljenosti. Ekstrapolacija preko 3 točke posebno se preporuča za trodimenzijske elemente jer finija mreža preko debljine lima daje bolje rezultate (slika P1-1b). Ekstrapolacija pod P1-1c se nešto rjeđe koristi, prema toj metodi ekstrapolacija se vrši po debljini konačnog elementa širine δ .



Slika P1-1 – Procjena žarišnog naprezanja prema IIW [22]

Modeli se mogu modelirati finom i grubom mrežom konačnih elemenata. Za modele modelirane grubom mrežom konačnih elemenata, preporuča se korištenje elemenata drugog reda.

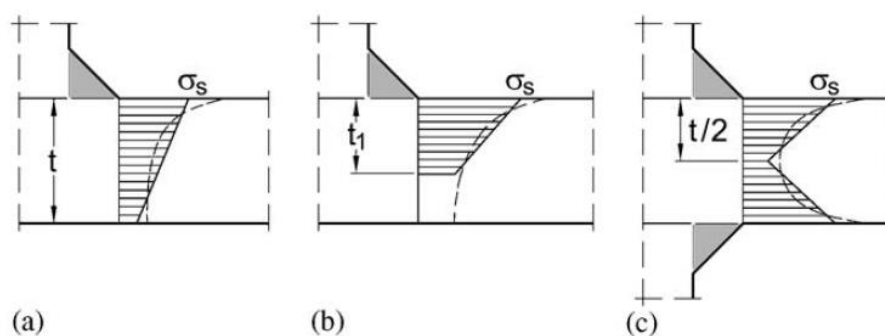
Pokusi i analize pokazuju da su potrebna detaljna pravila i smjernice da bi se izbjegle nesigurnosti i rasipanje rezultata, u kojem veličina mreže ima jako veliki utjecaj. Slika P1-2 prikazuje smjernice pri određivanju žarišne točke koje preporuča IIW na temelju laboratorijskih ispitivanja. Lijeva strana slike se odnosi na modele modelirane finijom mrežom konačnih elemenata gdje se žarišne točke određuju na način prethodno objašnjen. Desna strana slike se odnosi na modele modelirane relativno grubom mrežom. Modeli a) i b) predstavljaju strukturne detalje gdje se žarišno naprezanje pojavljuje na površini ploče dok se modeli pod c) i d) odnose na određivanje žarišnog naprezanja kada se pojavljuje poprečno na rub lima.



Slika P1-2 Primjer različitih tehnika pri određivanju žarišnih naprezanja [22]

Određivanje žarišnog naprezanja prema Dongu [22]

Pristup sa linearizacijom naprezanja preko debljine ploče temeljni je princip Dongove metode koji je prikazan na slici P1-3. Pod a) linearizacija preko cijele debljine, pod b) parcijalna linearizacija do debljine t_1 , a slučaj pod c) se odnosi kada je lim zavaren s obje strane. Dongova metoda je mrežno neosjetljiva i linearizacija se provodi samo kada se raspodjela naprezanja monotono smanjuje. Preporuka je da se strukturno naprezanje odredi preko čvornih naprezanja u vrhu zavara te se ovaj pristup pokazao dosta dobrim korištenjem pločastih elemenata.



Slika P1-3 Metoda ekstrapolacije žarišnih naprezanja prema Dongu [22]

Određivanje žarišnog naprezanja prema Xiau i Yamadi [22]

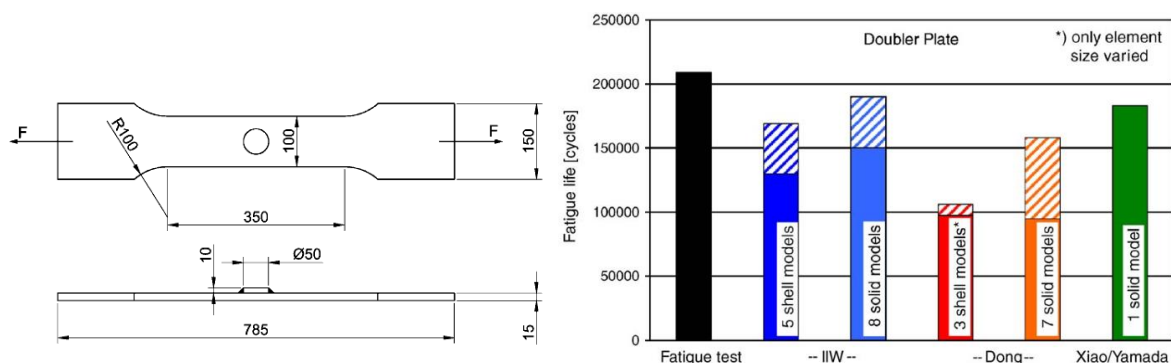
Xiao i Yamada predložili su novi princip određivanja žarišnog naprezanja gdje se koristi jako fina mreža konačnih elemenata veličine 1 mm. Referentna točka se nalazi 1 mm ispod vrha zavora u smjeru očekivane putanje širenja pukotine. Analize konačnim elementima su pokazale kako lokalno naprezanje u vrhu zavora brže opada u smjeru debljine ploče nego u smjeru površine ploče. Kako se kod analize širenja pukotine koristi veličina mreže elementa 1 mm, iz istog razloga je uzeta i ova veličina. Referentna vrijednost žarišnog naprezanja je ona koja se pojavljuje u elementu veličine 1 mm na vrhu zavora.

Za ovu metodu napravljena su i laboratorijska ispitivanja gdje je rezultat u većini slučajeva pokazao mala odstupanja od testnog primjera, ali ne više nego prethodne dvije metode. Također je pokazao da veličina elementa od 1 mm dobro uzima u obzir efekt debljine. Ova metoda se primjenjuje na veliki opseg zavarenih spojeva jedino kod slučajeva križnih zavarenih spojeva gdje se metoda nije detaljno analizirala sa laboratorijskim ispitivanjima. Metoda određivanja žarišnog naprezanja prema Xiau i Yamadi daje najbolje rezultate ali je numerički najzahtjevnija.

Usporedba metoda s laboratorijskim mjerenjima

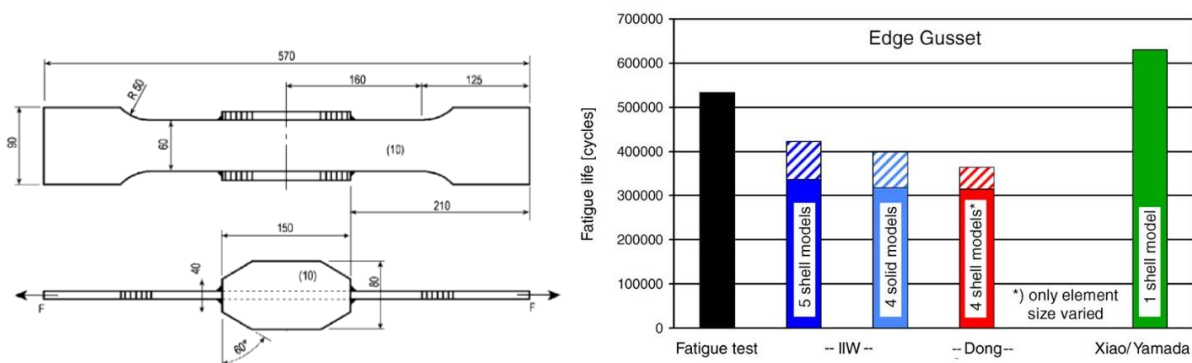
Za usporedbu prethodno objašnjene 3 metode određivanja žarišnih naprezanja uzeta su 3 primjera. Prvi primjer se odnosi na detalje epruvete debljine 10 mm gdje je navarena pločica Ø50 mm, debljine 10 mm (slika P1-4). Epruveta je vlačno opterećena. Korišteno je 5 modela napravljena sa shell elementima i 8 modela sa solid elementima gdje se veličina mreže mijenjala ovisno o preporukama prema IIW. Za ekstrapolaciju prema Dongu rađeno je 3 shell modela i 7 solid modela. Na slici u šrafiranom djelu vidi se odstupanje u određivanju žarišnog naprezanja ovisno o veličini mreže. Ne samo da se veličina mreže mijenjala, nego su korišteni elementi

prvog i drugog reda. Kao što se iz slike vidi, Dongova metoda kod shell elemenata je relativno mrežno neosjetljivo, ali kod solid modela ima nešto većih odstupanja, razlog tome je utjecaj smičnih sila kod kojih Dongova metoda zanemaruje. Ekstrapolacija prema Xiao/Yamadi je rađena sa solid elementima drugog reda (element s 8 čvorova) veličine 1 mm u kritičnom području. Općenito gledano, ekstrapolacija prema preporukama IIW (za solid elemente) i ekstrapolacija prema Xiao/Yamadi daju dosta dobre procjene. Najslabiju procjenu daje metoda prema Dongu (za shell elemente), ali i najmanje raspršivanje rezultata.



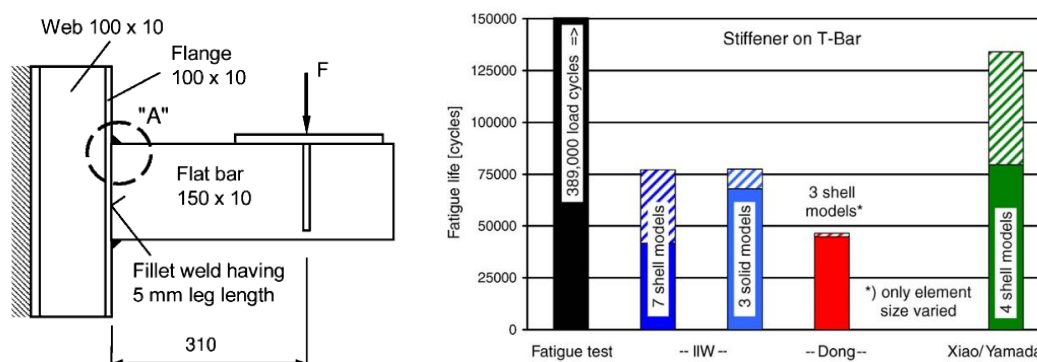
Slika P1-4 Primjer 1, model i rezultat ispitivanja [22]

Drugi primjer se odnosi na detalj epruvete debljine 10 mm gdje su poprečno navarena 2 lima debljine 10 mm (slika P1-5). Epruveta je kao i u prvom primjeru vlačno opterećena. Ovaj detalj bi se mogao primijeniti kod slučajeva nosača s trakom. Ekstrapolirana naprezanja po IIW, za 5 shell modela i 4 solid modela daju odstupanja označeno šrafurom, ali su na sigurnoj strani. Rezultat za metodu po Dongu kao i prvom slučaju pretpostavlja najmanji broj ciklusa, odnosno najveće ekstrapolirano žarišno naprezanje. Ekstrapolacija po Xiao/Yamadi je rađena za shell elemente gdje je veličina mreže prema žarišnoj točki usitnjavana do veličine 1 mm. Zanimljivo je da metoda po Xiao/Yamadi u ovom slučaju podcijenila žarišno naprezanje.



Slika P1-5 Primjer 2, model i rezultat ispitivanja [22]

Treći primjer se odnosi na traku 150 x 10 mm zavarenu na flandžu 100 x 10 mm. Postavljena je sila koja čini moment na kraku od 310 mm (slika P1-6). Ovaj primjer je najbliži detalju analiziranom u ovom radu. Za određivanje žarišnog naprezanja prema IIW preporukama primijeti se jako raspršivanje rezultata, pogotovo kod modela modeliranih sa shell elementima (što se primijetilo i u ovom radu). Nešto manja odstupanja dali su 3 modela modelirana sa solid elementima. Metoda prema Dongu daje najslabiju procjenu, ali su rezultati konzistentni. Kod metode procjene metodom Xiao/Yamada korišteni su 4 shell modela. Korišteni su elementi prvog i drugog reda veličine 0,5 do 1 mm. Korištenje elemenata veličine 1 mm daje posebno veliko raspršivanje rezultata. Posebno element drugog reda, veličine 1 mm daje iznimno mala naprezanja. Ako se naprezanje procjenjuje prema Xiao/Yamadi preporuča se korištenje elemenata prvog reda (veličine 1 mm).



Slika P1-6 Primjer 3, model i rezultat ispitivanja [22]

Uspoređujući tri metode za određivanje žarišnog naprezanja da se zaključiti da one uglavnom precjenjuju naprezanje (iznimka je metoda Xiao/Yamada u drugom slučaju). Možda najbolja i najpouzdanija metoda za procjenu naprezanja je prema preporukama IIW ali vrijednosti u rezultatu daju dosta velika odstupanja i nekonzistentnost. S obzirom na tu činjenicu, trebale bi se razviti bolje i preciznije upute za određivanje žarišnog naprezanja. Metoda procjene po Dongu daje najslabiji rezultat, ali su vrijednosti dosta konzistentne. Metoda po Xiao/Yamadi daje najbliže rezultate onim provedenim ispitivanjem. Iako u nekim slučajevima podcjenjuje žarišno naprezanje. Ovisno o strukturnom detalju koji se analizira, metoda koja bi trebala biti odabrana je ona koja najbolje odgovara istom ili sličnom primjeru na kojem su provedena laboratorijska ispitivanja.

Prilog 2

LS DYNA ulazna datoteka za nelinearnu analizu

U ovom prilogu se nalazi skraćena ulazna datoteka na temelju kojeg su dobiveni rezultati nelinearne analize. Zbog veličine datoteke, nisu prikazani svi čvorovi, elementi, svojstva.

*KEYWORD

*TITLE

LS-DYNA Explicit Analysis Set

\$ *****

\$ Written by : Femap with NX Nastran

\$ Version : 10.3.0

\$ From Model : E:\Nastran work 2\2012-02-02 Filip Rozic -
nelinearno\nelinearna_analiza-(optimirano).modfem

\$ Date : Thu Feb 07 11:53:43 2013

\$ *****

\$

\$ Note: density artificially increase from E-9 to E-6

\$

\$

*CONTROL_SOLUTION

\$0

*CONTROL_TERMINATION

7.0

\$ Default curve

*DEFINE_CURVE

1, 0, 1.0, 2100

0.0, 0.0

1.0, 1.0

2.0, 3.0

3.0, 4.0

4.0, 5.0

5.0, 7.0

6.0, 10.0

7.0, 15.0

*LOAD_NODE_POINT

195573, 1, 1, 1000., 0

195573, 3, 1, 1000., 0

*LOAD_NODE_POINT

195602, 1, 1, 1000., 0

195602, 3, 1, 1000., 0

*BOUNDARY_SPC_NODE

7, 0,1,1,1,1,1,1

16, 0,1,1,1,1,1,1

19, 0,1,1,1,1,1,1

... (definiraju se svi rubni čvorovi, u modelu ih ima mnogo pa su samo prva 3 prikazana)

*NODE

1, 22810., 9100., 4519.3901

2, 22810.103, 9100., 4627.004

3, 22810.207, 9100., 4734.6179

... (lista svih čvorova)

*ELEMENT_SHELL

1, 1, 1, 2, 13, 12

2, 1, 2, 3, 14, 13

3, 1, 3, 4, 15, 14

4, 1, 4, 5, 6, 15

5, 1, 12, 13, 10, 11

6, 1, 13, 14, 9, 10

7, 1, 14, 15, 8, 9

8, 1, 15, 6, 7, 8

*SET_NODE_LIST

1

195573,195220,195221,195222,195223,195224,195225,195226

195227,195228,195229,195230,195231,195232,195233,195234

195235,195236,195237,195238,195239,195240,195241,195354

195355,195356,195357,195358,195359,195360,195361,195362

195363,195364,195365,195366,195367,195368,195369,195370

195371,195372,195373,195374,195375

*CONSTRAINED_NODAL_RIGID_BODY

9, 0, 1, 0, 0, 0, 0, -7

*SET_NODE_LIST

2

195602,95185,95186,95187,95188,95189,95190,95191

95192,95193,95194,95195,95196,95197,95198,95199

95200,95201,95202,95203,95204,95205,95206,95207

195086,195087,195088,195089,195090,195091,195092,195093

195094,195095,195096,195097,195098,195099,195100,195101

195102,195103,195104,195105,195106,195107

*CONSTRAINED_NODAL_RIGID_BODY

10, 0, 2, 0, 0, 0, 0, -7

*CONTROL_SHELL

,1

*DATABASE_BINARY_D3PLOT

0.02

*PART

FEMAP Property 1 8 mm

1, 1, 124

*SECTION_SHELL

1, 2, , 0, 3.0, 0, 0

8., 8., 8., 8., 0.0, 0.

*PART

FEMAP Property 2 9 mm

2, 2, 124

... (definiranje svih svojstava)

\$ steel : Femap with NX Nastran Material 1

*MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY

\$#	mid	ro	e	pr	sigy	etan	fail	tdel
124	7.8500E-9	2.0607E+5	0.330000	2.8500E+8	0.000	0.270454		

\$#	c	p	lcss	lcsr	vp
0.000	0.000	2			

\$#	eps1	eps2	eps3	eps4	eps5	eps6	eps7	eps8
	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

\$#	es1	es2	es3	es4	es5	es6	es7	es8
	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

*DEFINE_CURVE

\$#	lcid	sidr	sfa	sfo	offa	offo	dattyp
	2	0	1.000000	1.000000			

\$#	a1	o1
-----	----	----

0.000200000, 285.0000000

0.002240765, 297.2921507

0.002357103, 300.4007119

0.002579356, 305.0912032

0.002643029, 307.7079438

0.002770389, 308.2080772

0.003879505, 308.5774833

0.004666505, 309.0093496

0.005103818, 309.4450821

0.005388681, 310.6739192

0.005561189, 312.7355793

0.005735392, 313.6998244

0.009589468, 314.2916707

0.012200853, 315.2157188

0.024922293, 371.3678337

0.050130325, 440.6114664

0.075082259, 480.2749259

0.100040757, 507.6631065

0.150761756, 548.6769419

0.175087084, 569.0253872

0.200012358, 600.3724817

0.250048577, 722.7483072

0.261019916, 756.1375893

0.270454338, 775.6249178

*END

Prilog 3

Rainflow metoda zbrajanja ciklusa

Dijagram slučajnih ciklusa naprezanja u vremenu metodom rainflow omogućuje da se spektar naprezanja zbroji u dijagram blokova istih naprezanja.

Kao osnova izvorne definicije rainflow brojanja ciklusa, ciklusi su identificirani u varijable amplituda opterećenja kao na slici P3-1 za primjer. Postupak zbrajanja ciklusa rainflow metodom za ovaj primjer je kako slijedi:

Neka X označava niz koji se razmatra; Y prethodni niz od X , a S polazna točka.

(1) Pročitati slijedeći vrh ili dolinu. Ako se ne slaže sa pravilima, ići na korak 6.

(2) Ako su manje od tri boda, ići na korak jedan.

(3) Usporediti apsolutne vrijednosti raspona X i Y .

(a) Ako je $X < Y$, ići na korak 1.

(b) Ako je $X \geq Y$, ići na korak 4.

(4) Ako raspon Y sadrži polaznu točku S , ići na korak 5, inače, brojiti Y kao jedan ciklus; odbaciti vrh i dolinu Y , i ići na korak 2.

(5) Zbrajati Y kao jednu polovinu ciklusa; odbaciti prvu točku (vrh ili dolinu) u raspon Y ; premjestiti početnu točku do druge točke u raspon Y , ići na korak 2.

(6) Zbrojiti svaki niz koji nije prethodno računat kao jednu polovinu ciklusa.

Detalji ciklusa računaju se kako slijedi:

(1) $S=A$; $Y=|A-B|$; $X=|B-C|$; $X > Y$. Y sadrži S , koji je, točka A . Prebrojiti $|A-B|$ kao jedna polovina ciklusa i odbaciti točku A ; $S=B$. (Slika b)

(2) $Y=|B-C|$; $X=|C-D|$; $X > Y$. Y sadrži S , koji je, točka B . Prebrojiti $|B-C|$ kao jedan polu-ciklusa i otpis točke B ; $S=C$. (Slika c)

(3) $Y=|C-D|$; $X=|D-E|$; $X < Y$.

(4) $Y=|D-E|$; $X=|E-F|$; $X < Y$.

(5) $Y=|E-F|$; $X=|F-G|$; $X > Y$. Prebrojiti $|E-F|$ kao jedan ciklus i otpis bodova E i F .

(Slika d. Ciklus se formira zbrajanjem raspona $E-F$ i dio raspona $F-G$.)

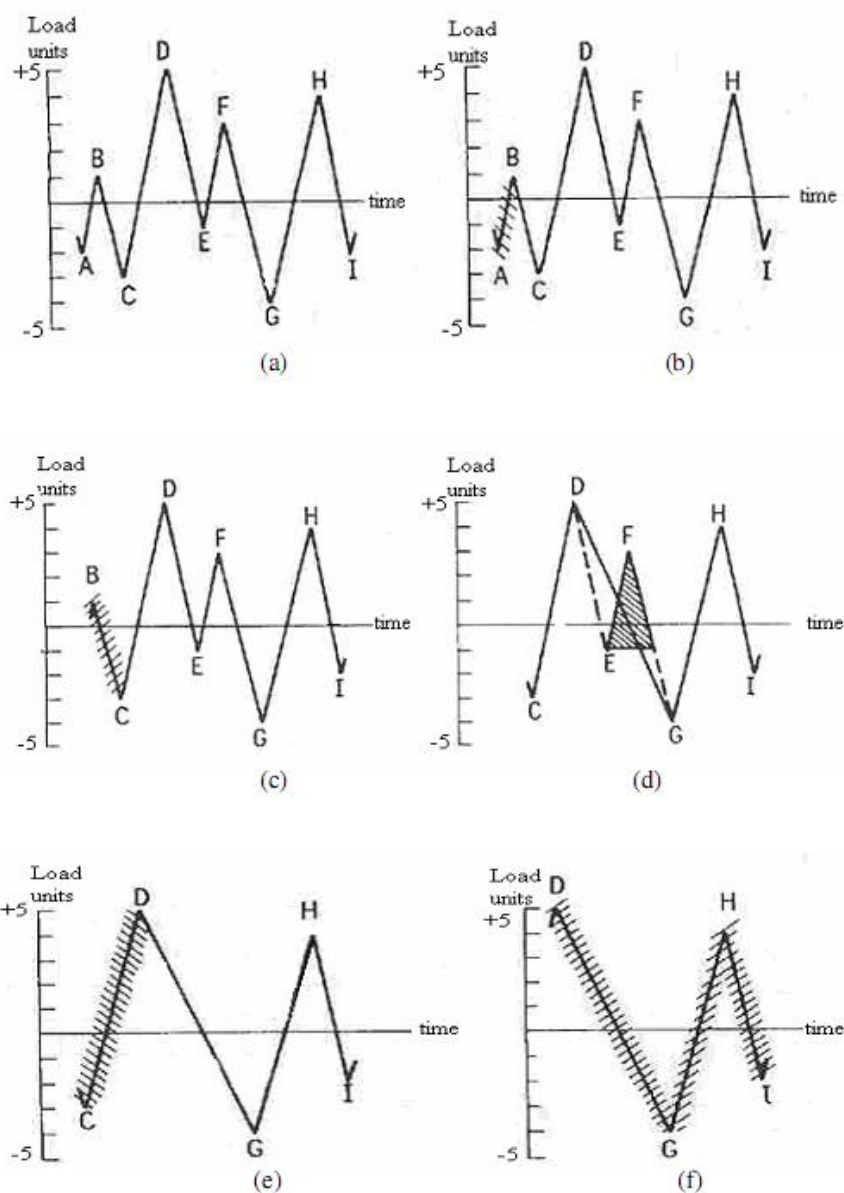
(6) $Y=|C-D|$; $X=|D-G|$; $X > Y$. Y sadrži S , koji je, točka C . Prebrojiti $|C-D|$ kao jedna polovina ciklusa i odbaciti točku C . $S=D$. (Slika e)

(7) $Y=|D-G|$; $X=|G-H|$; $X < Y$.

(8) $Y=|G-H|$; $X=|H-I|$; $X < Y$. Kraj podataka.

(9) Graf $|D-G|$ kao jedna polovina ciklusa, $|G-H|$ kao jedna polovina ciklusa, i $|H-I|$ kao jedna polovina ciklusa. (Slika f)

(10) Kraj prebrojavanja.

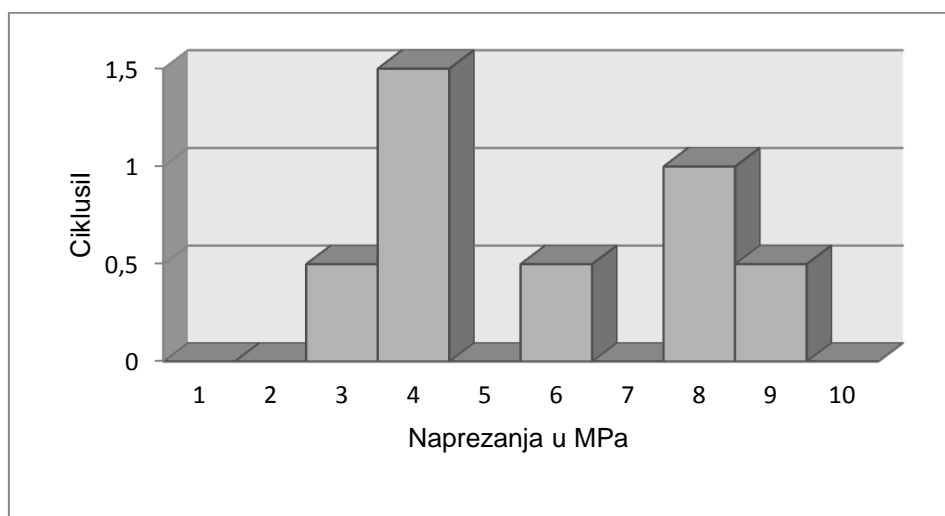


Slika P3-1 Primjer postupka zbrajanja ciklusa rainflow metodom

U tablici 1 i slici P3-2 se može vidjeti ciklus naprezanja za svaku vrijednost naprezanja dobivenu tokom brojanja ciklusa koristeći rainflow metodu.

Vrijednost naprezanja	Ciklusi naprezanja	Pozicija
10	0	
9	0,5	D - G
8	1	C – D, G - H
7	0	
6	0,5	H - I
5	0	
4	1,5	B – C, E - F
3	0,5	A - B
2	0	
1	0	

Tablica P3-1 Zbrajanje ciklusa



Slika P3-2 Dijagram zbrojenih ciklusa naprezanja Rainflow metodom

Prilog 4

Zadavanje funkcije opterećenja u programskom paketu Femap

Programski paket Femap ima mogućnost zadavanja opterećenja kao funkcije. Za primjer će biti uzeta ravna stjenka na koju će biti postavljen hidrostatski tlak. Jednadžba hidrostatskog tlaka glasi:

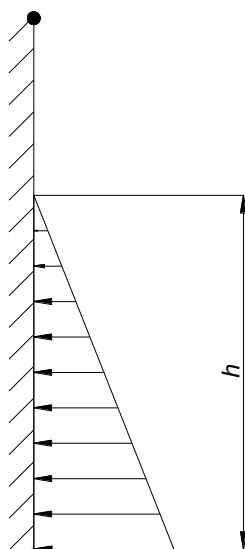
$$P = \rho \cdot g \cdot h,$$

gdje je:

ρ - gustoća fluida (kg/m^3),

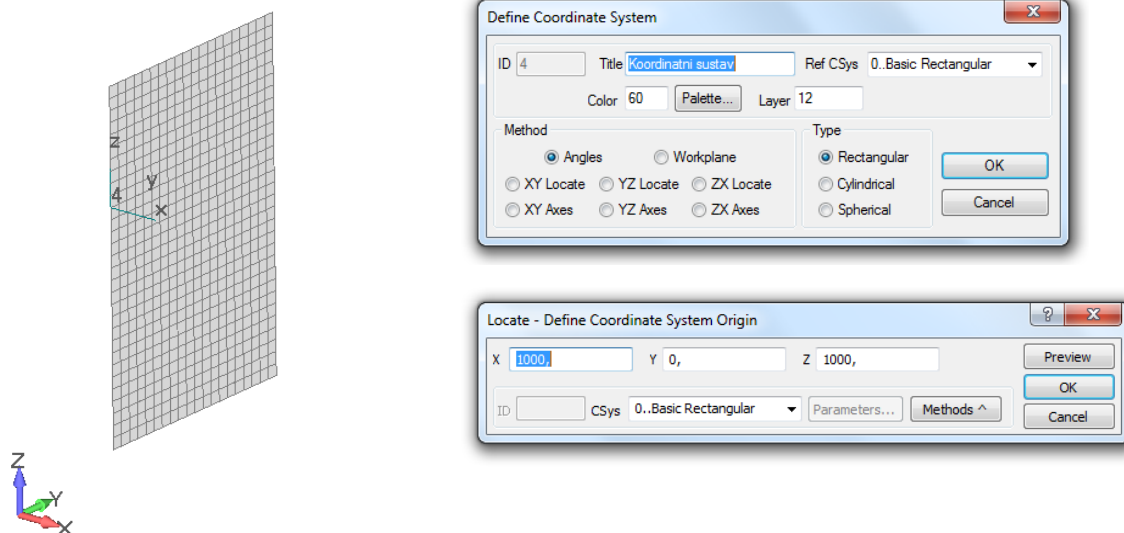
g – gravitacijska konstanta (m/sec^2) i

h – dubina (m).



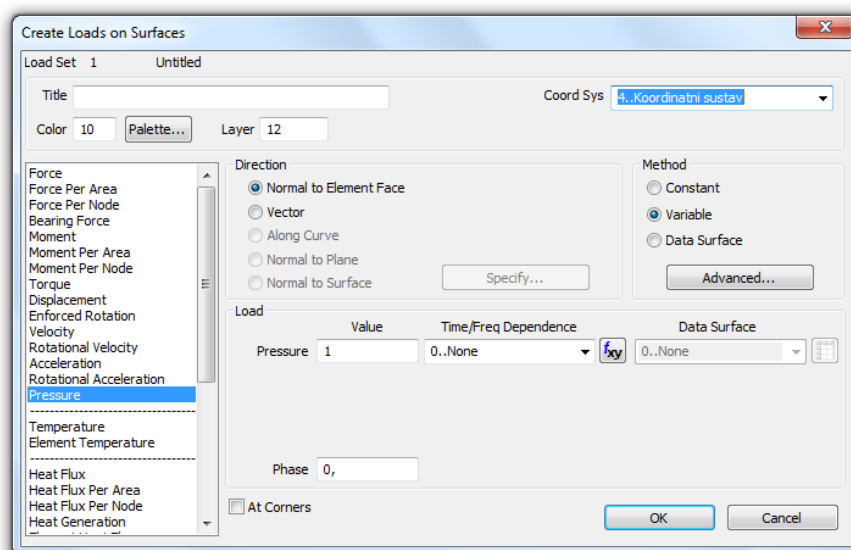
Slika P4-1 Hidrostatski tlak

Prvo što se u Femap/NX Nastranu napravi je zadavanje lokalnog koordinatnog sustava. Lokalni koordinatni sustav se zadaje na mjestu vodne linije (Model – Coordinate system ; slika P4-2).



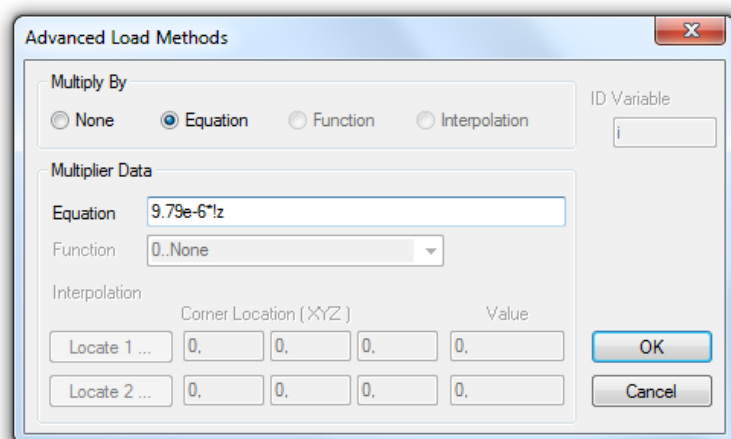
Slika P4-2 Lokalni koordinatni sustav

Nakon što se zadao lokalni koordinatni sustav, pod model-load-on surface (slika P4-3) zadaje se opterećenje na površini. Odabire se lokalni koordinatni sustav, tlak se stavlja pod 1 jer je tlak definiran funkcijom. Metoda se postavlja pod „variable“.



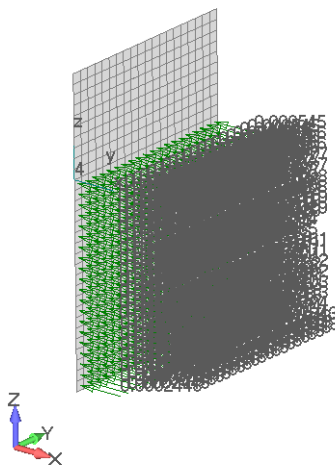
Slika P4-3 Kreiranje opterećenja na površinu

Klikne se na „advanced“ gdje se otvara novi prozor gdje se definira funkcija. Pod „Equation“ piše se $9,79e-6 \cdot !z$ gdje $!z$ predstavlja varijablu i odnosi se na koordinatu z u lokalnom koordinatnom sustavu, slika P4-4.



Slika P4-4 Zadavanje funkcije opterećenja

Nakon što se definira funkcija opterećenja klikne se pod Model – load – expand (uključiti opciju „convert to node/element“) gdje se opterećenje raspodjeli po čvorovima i dobije se raspodjela tlaka na površini prema zadanoj funkciji, slika P4-5.



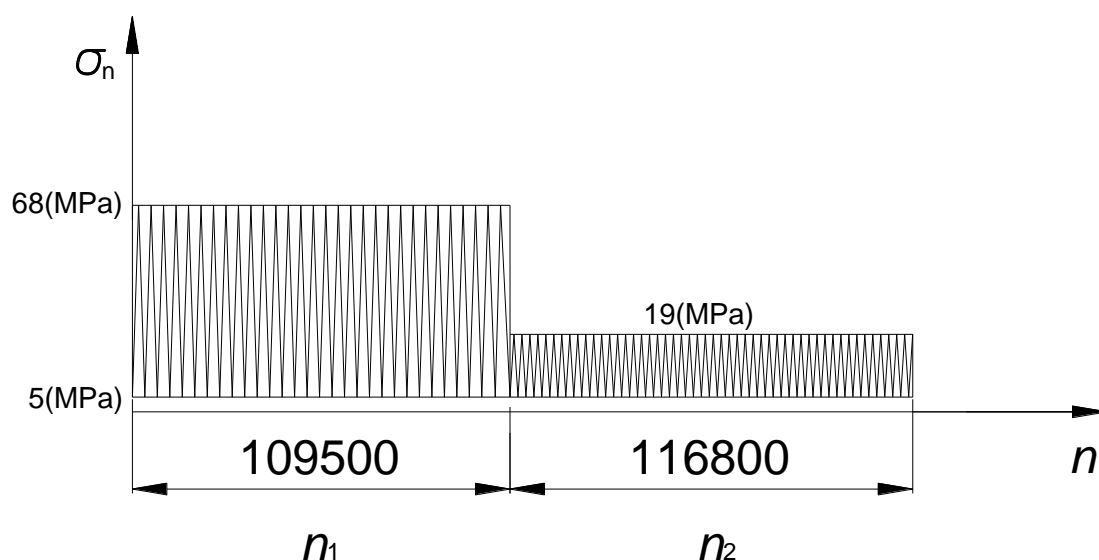
Slika P4-5 Raspodjela opterećenja po funkciji

Pri zadavanju funkcije pripaziti na konzistenciju jedinica.

Prilog 5

Analiza pogonske čvrstoće temeljem nazivnog naprezanja

U ovom prilogu prikazana je metoda određivanja životnog vijeka brodskih konstrukcija analizom pogonske čvrstoće na osnovi nominalnog naprezanja. Zamorni vijek trajanja konstrukcije odrediti će se sukladno Pravilima za tehnički nadzor pomorskih brodova [24]. U ovom radu, u poglavlju 7, životni vijek konstrukcije određen je na temelju ekstrapoliranog žarišnog naprezanja za 2 strukturna detalja, detalj A i B. Ovaj prilog prikazuje određivanje životnog vijeka detalja A na temelju nominalnog naprezanja σ_n , raspona naprezanja $\Delta\sigma_n$, (slika P5-1) i broja ciklusa n_i . Analiza je rađena za neoptimiranu ojačanu konstrukciju.



Slika P5-1 Ciklusi opterećenja

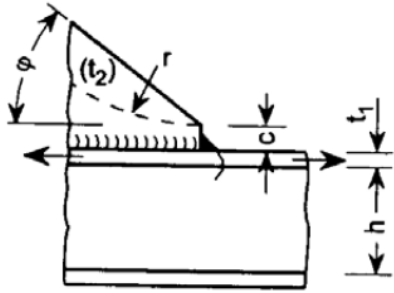
Zamorne pukotine često započinju na mjestima postojećih mikro-zareza visokih koncentracija naprezanja i to pretežno pod vlačnim opterećenjem. Šire se uslijed cikličkog ponavljanja opterećenja sve dok se akumulirani zamor ne očituje kao oštećenje konstrukcije. Na pojavu zamora utječu najprije promjenjiva opterećenja ali i svojstva detalja, kakvoća izvedbe, izrade i nadzora detalja te hrđanje i starenje. Na pojavu zamora dalje utječu duljina izloženosti i raspon promjenjivih opterećenja, odnosno razlika najvećeg i najmanjeg naprezanja.

Nazivno naprezanje σ_n je određeno iz strukturnog modela modeliranog finom mrežom konačnih elemenata kako je prikazano u poglavlju 4 ovoga rada. Vrijednosti su navedene u tablici P5-1 za svaki slučaj opterećenja.

Slučaj opterećenja	Raspon nazivnih naprezanje (MPa)	Geometrijski faktor naprezanja K_t	Raspon vršnih naprezanje (MPa)
1	63	3	189
2	14		42

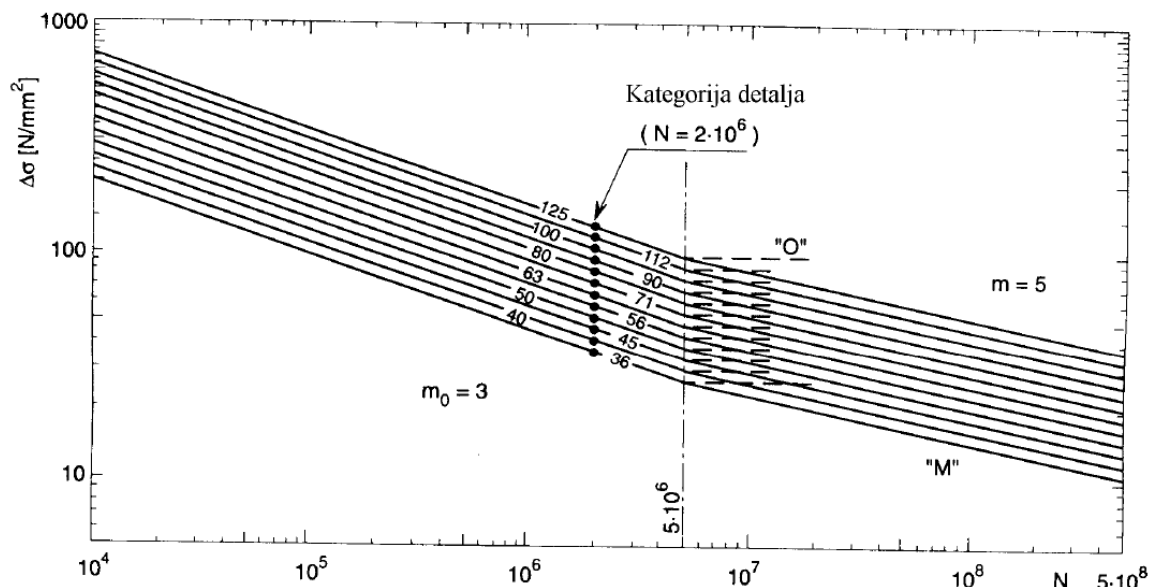
Tablica P5-1 Raspon nazivnih i vršnih naprezanja

Za zarez na slobodnim rubovima lima u području linearno-elastičnog ponašanja materijala vršna naprezanja se mogu odrediti iz nazivnog naprezanja σ_n i geometrijskog faktora naprezanja K_t . Vrijednost geometrijskog faktora K_t naprezanja je tablični podatak [24] i ovisi o vrsti izreza.

Tip. br.	Oblik spoja koji prikazuje način zamornog loma i razmatrano naprezanje	Opis spoja	Kategorija detalja $\Delta\sigma_R$
14		<p>Pločica s blagim prijelazom (skošeni ili kružno oblikovani kraj) zavarena na limu struka ili pojasa; $c \leq 2 t_2$, maks. 25 [mm]</p> <p>$r \geq 0,5 h$</p> <p>$r < 0,5 h$ ili $\varphi \leq 20 [^\circ]$</p> <p>$\varphi > 20 [^\circ]$</p> <p>za $t_2 \leq 0,5 t_1$, $\Delta\sigma_R$ se može povećati za jednu kategoriju.</p>	<p>71</p> <p>63</p>

Tablica P5-2 Opis spoja [24]

Projektne Wöhlerove krivulje (slika P5-2) služe za proračun kumulativnog omjera oštećenja. Wöhlerove krivulje predstavljaju donju granicu pojasa rasipanja 95% svih raspoloživih rezultata ispitivanja (koja odgovara 97,5% vjerojatnosti preživljavanja), uzimajući u obzir daljnje štetne učinke u velikim konstrukcijama. Odabir Wöhlerove krivulje ovisi o obliku spoja koji prikazuje način zamornog loma i kategoriji detalja. Za slučaj strukturnog detalja A, oblik spoja odgovara tipu 14 i kategoriji detalja 63.



Slika P5-2 Projektne Wöhlerova (S-N) krivulja [24]

Kumulativni omjer oštećenja D računa se kako slijedi:

$$D = \sum_i^I \left(\frac{n_i}{N_i} \right),$$

gdje su:

I - Ukupni broj blokova spektra raspona naprezanja za zbrajanje,

n_i - broj ciklusa naprezanja u bloku i

N_i - broj izdržanih ciklusa naprezanja dobiven iz ispravljene Wohlerove krivulje.

Tablica P5-3 prikazuje izračunati kumulativni omjer oštećenja D na temelju poznatih brojeva ciklusa n_i i broj izdržanih ciklusa N_i dobivenih iz projektne Wöhlerove krivulje (slika P5-2) za detalj spoja iz tablice P5-2.

Slučaj	n_i	N_i	D
1	109500	165000	0,66
2	116800	9000000	0,01
			$D_{uk} = 0,67$

Tablica P5-3 Kumulativni omjer oštećenja

Ukupni kumulativni omjer oštećenja D iznosi 0,67, odnosno ukupni procijenjeni životni vijek trajanja konstrukcije je 29,85 radne godine, tablica P5-3 i P5-4.

Kumulativni omjer oštećenja D dobiven ekstrapolacijom žarišnog naprezanja (poglavlje 10 ovoga rada) za detalj A iznosi 0,75 za mrežu plošnih konačnih elemenata veličine 10 x 10 mm, i 0,65 za mrežu volumnih konačnih elemenata veličine 10 x 10 x 10 mm i gdje je modeliran zavar. Analiza rezultata procjene zamornog vijeka korištenjem ekstrapoliranog žarišnog naprezanja i nazivnog naprezanja ukazuje na to da obje metode daju sličnu procjenu zamornog vijeka konstrukcije, tablica P5-4. U slučaju procjene zamornog vijeka za nestandardne detalje brodske konstrukcije, pristup s ekstrapoliranim žarišnim naprezanjem jedini je moguć. Za standardne detalje brodske konstrukcije, s velikom pouzdanošću možemo primijeniti procjenu zamornog vijeka nazivnim naprezanjem.

Detalj A	Shell 10 x 10 mm	Solid 10 x 10 x 10 mm	Fina mreža k.e 50 x 50 mm
	Žarišno	Žarišno	Nazivno
n_1	109500		
n_2	116800		
N_1	150000	173000	165000
N_2	4150000	6000000	9000000
D	0,75	0,65	0,67
Očekivani životni vijek u radnim godinama	26,33	30,6	29,85

Tablica P5-4 Usporedba rezultata procjene zamornog vijeka

ŽIVOTOPIS

Filip Rožić rođen je u Trogiru 29. siječnja 1986. godine. Osnovnu školu završio je u Trogiru, srednju školu u Splitu, smjer „Računalni tehničar za strojarstvo“. 2004. godine upisuje Fakultet elektrotehnike strojarstva i brodogradnje (FESB) u Splitu. 2008. godine prima Konstruktorovu godišnju nagradu za najboljeg studenta strojarstva, a iste godine odlazi na studentsku praksu u Belgiji gdje sudjeluje u izradi softverskog alata za određivanje zamornog vijeka strojnih dijelova. U veljači 2010. diplomira na temu „Numeričko modeliranje palubne brodske dizalice“ gdje je metodom konačnih elemenata analizirao brodsku dizalicu nosivosti 32 tone. Rad je napravljen primjenom programskog paketa Solidworks.

2010 godine počinje raditi u firmi „Navalis“.

Tečno govori engleski, ima smeđi pojas u judu i igra tenis.

CIRRICULUM VITAE

Filip Rožić was born on 29. January 1986. He finished elementary school in Trogir, high school in Split, course „Computer technician for engineering“. In 2004. he enrolls Faculty of electrical engineering, mechanical engineering and naval architecture in Split. In 2008. he receives Konstruktor award for best student of mechanical engineering and on the same year he does internship program in Belgium where he was involved in development of software tool to predict fatigue failure according to a specified standard. On February 2010. he graduates on thesis „Numerical modeling of ship deck crane“ where he used finite element modeling to analyze ship crane with carrying capacity of 32 tons. Thesis was done using Solidworks, finite element based software.

In 2010. started working at company „Navalis“.

He speaks English fluently, has brown belt in judo and plays tennis.